© Колонка главного редактора



20 СЕНТЯБРЯ 2018 ГОДА КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ТОРЖЕСТВЕННО ПРАЗДНУЕТ СВОЙ 50 ЛЕТНИЙ ЮБИЛЕЙ.

Дорогие друзья! Уважаемые коллеги, выпускники, студенты и сотрудники!

Казанский государственный энергетический университет отмечает свой полувековой юбилей. За это время мы прошли огромный, во многом новаторский путь и превратились в один из крупнейших и авторитетных вузов Республики Татарстан.

Благодаря огромному вкладу всего коллектива в подготовку высококвалифицированных кадров и в развитие научных исследований сегодня КГЭУ занимает передовые позиции среди технических университетов, как Татарстана, так и России. Отмечая 50-летие Энергоуниверситета, оглядываясь в прошлое, нельзя не сказать о том, каким стал наш вуз сегодня. Из некогда небольшого филиала Московского энергетического института, он вырос в самостоятельный университетский комплекс с разветвленной структурой и сплоченным коллективом сотрудников и обучающихся.

Немного из истории вуза

Первые попытки создания высшего учебного заведения энергетического профиля в Казани были ещё *в 1930 году*. Тогда был открыт *Казанский энергетический институт (КЭИ)*, который находился по адресу улица Комлева, дом 6. В первый набор было принято 110 человек. Обучение осуществлялось по двум специальностям: "Промэнергетика" и "Центральная электрическая станция". КЭИ проработал всего пять учебных семестров и был закрыт в 1933 году. Но вуз успел сделать несколько выпусков.

В 1960-е годы стала ощущаться нехватка специалистов-энергетиков. И тогда, в соответствии с приказом министра высшего и специального образования СССР от 18 июля 1968 года, открыт Казанский филиал Московского энергетического института (КФМЭИ). Первые годы занятия проходили в помещениях общежития "Таттеплоэнергостроя". Уже в сентябре 1968 года началось строительство первых двух корпусов.

К концу 1970/1971 учебного года Казанский филиал МЭИ размещался в корпусе «А». Официально уже было организовано два факультета, теплоэнергетический и электроэнергетический, открыты новые

3

специальности, организованы общеобразовательные кафедры, многие преподаватели которых имели учёные степени и звания.

Начало 1980-х годов – это появление кафедр промышленной электроники, экономики и организации производства, а также ввод в эксплуатацию первого собственного общежития.

С 1992 года Казанский филиал МЭИ перешел на многоуровневую систему высшего образования, начата подготовка бакалавров и магистров, в этом же году образована кафедра теоретических основ теплотехники.

С середины 1990-х новые кафедры, факультеты, специальности и специализации появляются каждый год. Так, в 1996 году созданы кафедры энергообеспечения предприятий агропромышленного комплекса, инженерной кибернетики, инженерной экологии и рационального природопользования, светотехники и медико-биологической электроники.

14 сентября 1999 года распоряжением правительства России Казанский филиал МЭИ получил статус самостоятельного юридического лица и был преобразован в Казанский государственный энергетический институт.



18 октября 2000 года Казанский государственный энергетический институт получил статус университета и был переименован в Казанский государственный энергетический университет.

2004 год принес новые изменения. Созданы институт электроэнергетики и электроники КГЭУ; институт экономики и социальных технологий КГЭУ.

В 2010 году открыто второе общежитие.

2012 год. Казанский государственный энергетический университет занял первое место в номинации «Вуз года-2012» и стал лучшим вузом республики.

В декабре 2015 года введено в эксплуатацию третье 19-этажное комфортабельное студенческое общежитие КГЭУ, построенное менее чем за два года.

В сентябре 2017 года была создана кафедра «Возобновляемые источники энергии».

А что же сегодня?

Сегодня, спустя 50 лет, в КГЭУ действует четыре института: Институт теплоэнергетики, Институт цифровых технологий и экономики, Институт электроэнергетики и электроники, Институт дополнительного профессионального образования. В КГЭУ - 474 преподавателя и 9826 студентов, количество иностранных обучающихся увеличилось до 350 человек. В КГЭУ осуществляется подготовка бакалавров, магистров и научно-педагогических кадров высшей квалификации по 18 направлениям бакалавриата, 12 направлениям магистратуры и 13 направлениям аспирантуры, объединенным в 21 укрупненную группу направлений подготовки (специальностей) высшего образования. Это единственный профильный энергетический вуз в Поволжье и на Урале.

33 кафедры, 76,4% преподавателей имеют ученые степени и звания доктора или кандидата наук. По уровню квалификации профессорскопреподавательского состава КГЭУ занимает одно из ведущих мест среди технических университетов России.

По состоянию на конец мая 2018 года подписано 37 Соглашений о сотрудничестве с предприятиями и организациями. Заключено 14 договоров на создание базовых кафедр КГЭУ на территории предприятий и контрактную организаций, 6 договоров на целевую подготовку специалистов по заказу предприятий, с возмещением затрат на обучение, в том числе с ОАО «Сетевая компания» РТ на подготовку бакалавров и магистров; с заводом оборонно-промышленного комплекса АО «Завод Элекон» г. Казань в рамках федеральной целевой программы на подготовку магистров на базе 2-х кафедр); с АО «СО ЕЭС» г. Москва на подготовку магистров (2012-2014; 2014-2016; 2016-2018 гг.). Кроме того, разработана инновационная образовательная программа дополнительного новая профессионального образования «Работа под напряжением» для ОАО «Сетевая компания».

Сегодня в Университете действует 29 научных центров и тематических научно-исследовательских лабораторий, в том числе ряд опорных научнотехнических и учебно-инновационных центров – Научно-технический центр «Danfoss», Научно-образовательный центр «ЭВАН», Учебноисследовательская отопительного лаборатория оборудования Bosch, Учебно-исследовательский центр «Электроэнергетика», полигон

«Подстанция 110/10 кВ», полигон по распределительным сетям «РС 0,4-10 кВ», Татаро-немецкий инжиниринговый центр «SARAD».



В ближайшем будущем в КГЭУ появится новый Центр компетенций SchneiderElectric. Он будет оборудован по последним тенденциям цифровых технологий. Стороны уже подписали соглашение о сотрудничестве в рамках Инновационного саммита во Франции. Центр будет оснащен несколькими учебно-научными лабораториями, такими как «Цифровая подстанция», «Электропривод и автоматика», «Оборудование низкого напряжения производства SchneiderElectric». Он будет создан не только с целью обучения студентов, но и повышения квалификации специалистов.

С 2017 года на базе КГЭУ осуществляет свою деятельность Инжиниринговый центр «Компьютерное моделирование и инжиниринг в области энергетики и энергетического машиностроения».

Центры и проблемные лаборатории призваны решать задачи в областях тепло– и электроэнергетики, энергоэффективности и энергосбережения, цифровых технологий, электротехники и электроники, охраны окружающей среды и рационального использования ресурсов, аквакультуры и водных биоресурсов.

Кроме того, на базе Энергоуниверситета создан российско-китайский студенческий бизнес-инкубатор, который начнет свою работу в сентябре 2018 года. Этот опыт будет полезен молодым предпринимателям в начинании и развитии совместных российско-китайских проектов.

В ближайшем будущем будут созданы новые инжиниринговые центры и лаборатории, в том числе цифровые. На электронную форму обучения перейдут не менее 5 дисциплин. В образовательный процесс по направлениям бакалавриата будут введены требования международных стандартов Worldskills по нескольким компетенциям WorldskillsRussia.

В университет работают три специализированных совета по защите ученой степени доктора и кандидата наук по 7 научным специальностям. С 1999 года на базе университета издается научно-технический и производственный журнал «Известия высших учебных заведений.

Проблемы энергетики», с 2008 года - журнал «Вестник Казанского государственного энергетического университета».

В научно-инновационной и образовательной сферах КГЭУ успешно сотрудничает более чем с 30 ведущими университетами и компаниями Германии, Франции, Чехии, Финляндии, Словакии, Румынии, Турции, Ирака, Ирана, Египта, Армении, Таджикистана, Казахстана, Кыргызстан, Китая, Японии, Вьетнама, Австралии, США, Мексики и Канады.

Сегодня за выпускниками КГЭУ «охотятся» ведущие энергетические компании России. Каждый год в Энергоуниверситет съезжаются представители российских и международных компаний с приглашениями о трудоустройства.

Проекты КГЭУ и Уникальные разработки университета

виртуальной реальности Инновационный тренажер _ ЭТО специальный аппаратный комплекс с элементами психологического Объект приближенные помещается условия, давления. В к действительности, система построена на имитации реальной работы на подстанции. Предлагаемый комплекс позволит снизить издержки на устранение аварии за счет повышения скоростиработы персонала, а также приведет к снижению уровнятравматизма и смертности при работе на объектах.

Принтер без краски - прототип принтера, печатающего без краски. Чтобы отобразить символы на бумаге, принтер выжигает их лазером. Несмотря на то, что новая модель будет иметь стоимость в среднем на 25% выше, чем привычные принтеры, расходы быстро окупятся. Изобретенная в КГЭУ модель фактически лишена расходов на эксплуатацию. Подобное устройство ранее было разработано в Нидерландах, для России это изобретение стало первым.

«Умный» свет - По аналогии с "умным домом", светильник теперь всё будет делать сам: включать и выключать освещение, заботиться о безопасности, и даже может стать частью экосистемы с приложением на смартфоне. Установка такой системы упрощает жизнь, повышает энергоэффективность искусственного освещения.

Система мониторинга и контроля обледенения на линиях электропередачи - Технология проста и основана на «цифровом» дистанционном принципе. Установка сама «предупреждает» об опасности и, когда она возникает, сигнал поступает на подстанцию, работники принимают меры – плавят гололёд. Теперь подобная система, созданная учёными Энергоуниверситета, работает на территории не только Татарстана, но и Башкирии, и на Северном Кавказе. Известно, что именно эти территории России наиболее подвержены гололёду. Бороться с этим бедствием приходилось очень дорогими и крайне неудобными способами. К слову, цифровая технология позволяет «спасать» провода в автоматическом режиме – без участия человека.



Энергоуниверситет – один из лидеров в изобретательской деятельности в целом в Татарстане и абсолютный лидер среди вузов республики по количеству полученных патентов и поданных заявок на изобретения. В негласном соревновании по количеству патентов КГЭУ занимает лидирующие позиции и среди вузов России. По состоянию на начало 2018 года КГЭУ является патентообладателем и правообладателем исключительных прав на 1318 объектов интеллектуальной собственности, в том числе 265 патентов на изобретения, 771 патент на полезные модели, 281 свидетельство на программы для ЭВМ,1 свидетельство на товарный знак.

В декабре 2017 года – КГЭУ совместно с Чебоксарским электроаппаратным заводом выиграл конкурс по 218 постановлению Правительства Российской Федерации с проектом «Создание серии электроприводов на базе российских высокоэффективных синхронных двигателей для станков-качалок нефти с применением беспроводных систем передачи данных и адаптивной системой управления для «умных» месторождений». Система построена на принципе энергосбережения – экономия энергопотребления на малодебитных скважинах достигает 20%, а сокращение затрат на профилактические работы 50%. Срок реализации: 2018 – 2020 г.г.

В рамках регионального заказа от Министерства промышленности и торговли РТ реализуется проект «Проведение ветромониторинга на территории РТ с целью оценки ветроэнергетического потенциала РТ под создание ветропарков» (2017-2019 гг.).

В рамках регионального заказа от Министерства сельского хозяйства и продовольствия РТ реализован проект «Разработка комбикормов для осетровых, форелевых и карповых рыб из ингредиентов местного производства» (2017-2018 гг.).

В рамках муниципального заказа от администрации города Казани в 2017 году реализован проект «Схема теплоснабжения в административных границах муниципального образования город Казань по 2033 год».

В рамках Федеральных целевых программ КГЭУ с 2014 по 2019 год реализовано (реализуется) 6 крупных проектов с общим объемом финансирования 557 млн. руб. Благодаря этим проектам на базе вуза созданы такие уникальные разработки, как «Экспериментальный образец обратимой электрической машины возвратно-поступательного действия мощностью 10-20 кВт для тяжелых условий эксплуатации», а так же «Многоканальная централизованная система управления распределительным устройством для напряжений 6-35 кВ с адаптивными интеллектуальными алгоритмами релейной защиты и автоматики» и другие.

Наши выпускники

Стоит отметить и роль выпускников Казанского энергоуниверситета в развитии промышленности и энергетической отрасли. С момента начала работы вуза, из его стен вышла целая плеяда талантливых инженеров, многие из которых внесли огромный вклад в народное хозяйство нашей страны, ближнего и дальнего зарубжья. Выпускники КГЭУ становились в разный период времени руководителями ведущих предприятий Татарстана и России, многие стали выдающимися учеными. Весьма символично, что в год 50-летия из стен университета вышел 50 тысячный выпускник.

Поздравляю выпускников нашего вуза разных лет, всех представителей энергетической отрасли и просто тех, кому дорого замечательное имя Казанского государственного энергетического университета, с 50-летием со дня его основания!

Главный редактор, Ректор КГЭУ Эдвард Абдуллазянов

ЭНЕРГЕТИКА

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ПАРОГАЗОВЫХ ТЭЦ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ С УЧЕТОМ ИЗНОСА ОБОРУДОВАНИЯ

Р.З. Аминов, М.В. Гариевский

Саратовский научный центр РАН, г. Саратов, Россия ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1549-5133, oepran@inbox.ru

Резюме: Исследована экономическая эффективность привлечения ТЭЦ для покрытия переменной зоны суточных графиков электрических нагрузок. Выполнена оценка ресурсных и экономических показателей работы парогазовых ТЭЦ на примере ПГУ-450T с учетом износа оборудования при различных режимах работы в суточном и недельном разрезах и различном составе работающего оборудования, и определены оптимальные режимы нагрузки.

Ключевые слова: парогазовая установка, теплоэлектроцентраль, переменная нагрузка, ресурс, эффективность.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-10-22

THE EFFICIENCY OF COMBINED-CYCLE CHP PLANT WITH VARIABLE ELECTRIC LOADS, TAKING INTO ACCOUNT THE WEAR AND TEAR OF EQUIPMENT

R.Z. Aminov, M.V. Garievsky

Saratov Scientific Center, Russian Academy of Sciences, Saratov, Russia ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1549-5133, oepran@inbox.ru

Abstract: The economic efficiency of attracting CHPPs to cover the variable zone of daily electrical load schedules was investigated. The estimation of resource and economic performance of combined-cycle HPPs using the example of PGU-450T taking into account equipment wear under different operating conditions in the daily and weekly sections and different composition of the operating equipment has been performed and optimal load regimes have been determined.

Keywords: combined-cycle plant, combined heat and power plant, variable load, lifetime, efficiency.

Одной из важных задач развития и функционирования генерирующих мощностей является участие их в регулировании графика электрической нагрузки энергосистем, надежное и эффективное обеспечение потребности в электрической и тепловой энергии. Неравномерность суточных графиков электрических нагрузок, планируемое существенное увеличение доли маломаневренных АЭС и недостаток пиковых мощностей в энергосистемах вызывает необходимость привлечения тепловых электростанций и, в

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7–8

частности ТЭЦ, для покрытия переменных графиков электрических нагрузок. Теплоэлектроцентрали работают, в основном, по тепловому графику в базовой зоне суточного графика электрической нагрузки. Их участие в регулировании электрической нагрузки различных энергосистем незначительно, в среднем по ЕЭС составляет около 14% номинальной нагрузки. В то же время, доля мощности ТЭЦ в структуре генерирующих мощностей страны составляет 30%.

В настоящее время повышение маневренности ТЭС возможно благодаря применению парогазовых установок (ПГУ) с котлами-утилизаторами (КУ), для которых свойственны высокая экономичность и характеристики маневренности, значительно превосходящие аналогичные показатели паросиловых энергоблоков. Наиболее применяемыми на данный момент и востребованными в ближайшем будущем являются ПГУ с паровыми турбинами мощностью 60–150 МВт, хорошо сочетающиеся с различными газотурбинными установками (ГТУ) в одно- и многовальных тепловых схемах (с одной или несколькими (до трех) газовыми турбинами) [1].

Первый парогазовый энергоблок большой мощности в России введен в эксплуатацию на Северо-Западной ТЭЦ в г. Санкт-Петербурге в декабре 2000 г. Успешное освоение первой ПГУ-450Т на Северо-Западной ТЭЦ обеспечило дальнейшее развитие отечественных парогазовых установок. В стране построены и эксплуатируются восемь ПГУ-450Т: две на Северо-Западной ТЭЦ Санкт-Петербурга (пущены в 2000 и 2006 гг.), две на Калининградской ТЭЦ-2 (пущены в 2005 и 2010 гг.), две на ТЭЦ-27 в Москве (пущены в 2007 и 2008 гг.), одна на ТЭЦ-2 в Москве (2008 г.) и одна на ТЭЦ-22 «Южная» в Санкт-Петербурге (2010 г.) [2].

В состав ПГУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ входит следующее основное тепломеханическое оборудование [2, 3]: две газотурбинные установки типа ГТЭ-160 (V94.2) с турбогенераторами типа ТВФГ-160-2МУЗ; два котла-утилизатора двух давлений типа П-90; одна комплектная паровая турбинная установка с паровой турбиной типа Т-150-7,7 с турбогенератором типа ТЗФП-160-2МУЗ.

Для обеспечения надежной и экономичной эксплуатации энергосистем в условиях неравномерных графиков электропотребления и недостатка пиковых мощностей в энергосистеме ПГУ должны обладать характеристиками, соответствующими техническим требованиям по маневренности, диктуемым энергосистемами. В понятие маневренности энергоблока входит комплекс его свойств, определяющих в итоге возможность и эффективность работы блока в целом и его оборудования в переменных, пускоостановочных и аварийных режимах, возможность привлечения блоков к регулированию нагрузки в энергосистеме в суточном или недельном графиках. К основным маневренным характеристикам ПГУ относят: допустимый регулировочный диапазон нагрузок энергоблока; допустимое число циклов изменения режима – показатель, связанный с влиянием пусковых, аварийных и других переходных режимов на долговечность оборудования; пусковые характеристики, определяющие продолжительность пуска из любого теплового состояния.

Для ПГУ, вследствие существенного влияния на мощность ГТУ температуры наружного воздуха, номинальное и максимальное значения мощности и верхняя граница регулировочного диапазона нагрузок будут возрастать с понижением температуры. Диапазон частичных нагрузок, которые реализуются при постоянной температуре газов перед котлом, при этом уменьшается, а технологический минимум нагрузки растет.

Ограничения технологического минимума связаны, прежде всего, с экологическими обстоятельствами. Для снижения выбросов оксидов азота на рабочих режимах ГТУ в их камерах сгорания осуществляется кинетическое сжигание топливовоздушной смеси, приготовленной с высокими избытками воздуха. При увеличении избытков воздуха, которое происходит при снижении нагрузки, устойчивость такого горения может нарушаться. Поэтому при нагрузках 85–90 МВт производится переключение потоков

топлива в камеры сгорания так, чтобы оно смешивалось с воздухом в объеме горения, а процесс горения носил диффузионный характер. Выбросы оксидов азота при этом резко возрастают [1]. По опыту эксплуатации ГТЭ-160 значение нагрузки, при которой осуществляется этот переход, несколько ниже нагрузки закрытия входного направляющего аппарата (BHA) (т.е. ниже 60% от максимальной мощности ГТУ).

По экономическим соображениям ПГУ-450 целесообразно эксплуатировать на режимах с более высокими КПД. В пределах регулировочного диапазона КПД ПГУ составляет 45–50% и на нижней границе остается более высоким, чем на паровых энергоблоках сверхкритического давления. Одна и та же тепловая нагрузка может покрываться различными способами и составами работающего оборудования. При работе одной, а не двух ГТУ в зоне перекрытия нагрузок удельные расходы условного топлива снижаются примерно на 10% (около 30 г/кВт·ч), рис. 1 [4].



Рис. 1. Зависимость удельного расхода условного топлива от электрической мощности ПГУ-450Т при включении одной (1) и двух (2) ГТУ при температуре наружного воздуха 15°С [4]: ______ конденсационный режим; ------ теплофикационный режим

Нижний предел регулировочного диапазона нагрузок блока, который может быть надежно обеспечен при возможных температурах наружного воздуха (в летний и зимний периоды) при полном составе работающего оборудования (2 ГТУ + ПТ), составляет 65% номинальной мощности. При такой нагрузке можно устойчиво эксплуатировать блок ПГУ-450Т неограниченное время при соблюдении требований к надежности, экологической чистоте окружающей среды и при сохранении высокой экономичности [3, 5, 6].

Согласно СО 34.30.741-96 оборудование ПГУ (кроме ГТУ) должно быть рассчитано на общее количество остановов-пусков за весь срок службы не менее 100 из холодного состояния, 1900 – из неостывшего и 8000 – из горячего. Количество часов работы ПГУ до списания в базовом режиме использования должно составлять не менее 200 тыс. ч для оборудования паросиловой части ПГУ и не менее 100 тыс. ч – для газотурбинной. Ресурс до списания ГТУ должен быть не менее 5000 остановов-пусков (либо 100 000 ч работы). Для паросилового оборудования бинарных ПГУ с теплофикационными паровыми турбинами допускается расчетный ресурс по количеству остановов-пусков принимать половинным (не менее 5000 пусков).

Из всего спектра переменных режимов ПГУ наиболее характерными с точки зрения маневренности являются пуски из неостывшего и горячего состояний после простоев в резерве 48–55 ч и 6–10 ч, соответственно. Для ПГУ-450Т продолжительность пуска газовой турбины составляет 15 мин, при пуске ПГУ основными ограничениями являются допустимые условия прогрева толстостенных элементов паровой части и продолжительность пуска составляет 260, 210 и 80 мин, соответственно, для пусков их холодного, неостывшего и горячего состояния [7].

При использовании в тепловой схеме ПГУ нескольких газовых турбин возможен их последовательный запуск: сначала пускается одна ГТУ, один корпус котла и паровая турбина, а на промежуточном этапе нагружения производится пуск и подключение второй ГТУ и второго котла-утилизатора к работающему первому. Преимущество такого пуска – пониженные параметры пара и относительно небольшие скорости прогрева, предпочтительные при пусках из холодного состояния. Параллельная схема пуска ПГУ, когда практически одновременно запускаются обе ГТУ, применяется при пусках из неостывшего и горячего состояния, т.к. вследствие меньшей продолжительности пусковых операций на блоках ПГУ потери топлива при пусках существенно ниже. Затраты условного топлива при пусках ПГУ-450T составляют: 99 т у.т. при последовательной схеме пуска из холодного состояния; 88,9 и 39,9 т у.т. при параллельной схеме пуска соответственно при пусках их неостывшего и горячего состояния [1].

Характеристики парогазовых энергоблоков при переменных нагрузках в значительной мере определяются особенностями газотурбинных установок. Зависимости температур газов перед и за турбиной ГТУ V-94.2 в составе ПТУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ от нагрузки при близких к расчетным внешним условиям (стандартным условиям ISO 2314: температуре наружного воздуха 15°C, давлении 0,1013 МПа, влажности 60%) показаны на рис. 2 [8, 9].



Рис. 2. Температуры газов перед $(t_{1\tau})$ и за турбиной $(t_{2\tau})$ ГТУ V-94.2 при различной нагрузке [8, 9]

В области высоких нагрузок, когда в регулировании ГТУ участвует поворотный ВНА компрессора, снижение мощности до $(0,6\div0,65)\cdot N_{\text{ном}}$ сопровождается уменьшением расхода газов на 20–25% до $(0,75-0,8)\cdot G_{2\text{tном}}$ при постоянной или мало меняющейся температуре за турбиной ($\approx 535^{\circ}$ C), температура перед турбиной снижается на 110–130°C. В области малых нагрузок изменение показателей ГТУ сопровождается интенсивным снижением температуры на входе и выходе из турбины при мало меняющемся расходе газов. На холостом ходу температура газов перед турбиной составляет 420–480°C, за турбиной 230–250°C; расход газов 375–410 кг/с – $(0,70\div75)\cdot G_{2t \text{ ном}}$ [8, 9].

Котлы-утилизаторы и паровая турбина являются пассивными элементами блока, паропроизводительность и мощность которых зависят от режима работы газовых турбин. Уходящие газы каждой из ГТУ (с температурой 535°С при номинальной и околономинальной нагрузках) направляются в свой двухконтурный котел-утилизатор, который генерирует пар двух давлений: 8 и 0,65 МПа. Пар высокого давления имеет температуру 515°С, и он направляется на вход ЦВД паровой турбины. Пар низкого давления с температурой 200°С подается в камеру ЦВД. Основной режим работы паровой части блока является режим скользящего давления, нижняя граница которого по техническим ограничениям котла-утилизатора соответствует примерно 50% нагрузке ГТУ.

© Р.3. Аминов, М.В. Гариевский

При каждом пуске и останове газовой турбины детали высокотемпературного тракта подвергаются воздействию резких перепадов температуры. Система регулирования ГТ построена так, чтобы свести влияние этого эффекта к минимуму. Вместе с тем, эксплуатация ГТУ, как и любой установки, сопровождается износом оборудования. Поскольку подверженные термическому воздействию элементы ГТУ (камера сгорания, лопаточный аппарат) испытывают особенно большие нагрузки, при определении интервалов технического обслуживания и ревизий целесообразно ориентироваться на суммарную эксплуатационную нагрузку этих элементов [10]. Интервалы между ревизиями состояния особенно нагруженных элементов ГТУ обычно составляют для отечественных и зарубежных установок 8–16 тыс. ч эквивалентного времени эксплуатации. Не контактирующие с горячими газами элементы установок (ротор, диски, полые валы, лопатки компрессора и др.) подвергаются ревизиям с большими интервалами (до 40 тыс. ч) [11].

Влияние режимов работы на выработку ресурса учитывается эквивалентным временем эксплуатации (эквивалентной выработкой ресурса). Для его определения оцениваются различные эксплуатационные события и время эксплуатации при различных температурных режимах с начислением индивидуальных (оценочных) коэффициентов. При учете выработки ресурса при пусках учитываются условия их осуществления, так по данным [11, 12] нормальному пуску соответствует от 10 до 50 эквивалентных часов эксплуатации, а аварийному останову и экстренному пуску соответствуют 200 экв. часов эксплуатации.

Для расчета эквивалентной выработки ресурса τ_{3KB} для газовых и паровых турбин предлагается следующая формула [13, 14]:

$$\tau_{\mathsf{ЭKB}} = \sum_{i=1}^{N} a_i \cdot n_i + \sum_{j=1}^{Y} b_j \cdot \tau_j ,$$

где N – общее число пусков разного типа или изменения нагрузки; a_i – временной коэффициент эквивалентных часов эксплуатации для пуска или изменения нагрузки *i*-го типа, ч; n_i – число пусков или изменения нагрузки *i*-го типа; Y – общее число режимов работы; b_j – временной коэффициент для режима работы с *j*-й нагрузкой; τ_j – время работы с *j*-й нагрузкой, ч.

Временно́й коэффициент эквивалентной выработки ресурса, учитывающий малоцикловую усталость металла, для каждого типа пуска или изменения нагрузки можно найти по выражению $a_i = \tau_{\text{pec}}/[N]_i$, где τ_{pec} – заданный техническими условиями на изготовление ресурс паровой турбины (наиболее ответственной части турбины – ротора) и газовой турбины (лопатки первых ступеней), ч; $[N]_i$ – допускаемое число циклов нагружения *i*-го типа по расчетным кривым малоцикловой усталости.

Временно́й коэффициент эквивалентной выработки, учитывающий ползучесть металла, для каждого режима определяется по формуле $b_j = \tau_{pec} / \tau_j^*$, где τ_j^* – время до разрушения при *j*-й нагрузке, вычисляемое по уравнению длительной прочности.

Для нахождения числа циклов до разрушения необходимо определить размах полной деформации для пуско-остановочной операции. В первом приближении это можно выполнить по разности удлинений при максимальной и минимальной температурах. Для более точного результата можно воспользоваться результатами компьютерного моделирования с использованием метода конечных элементов. Использование компьютерного моделирования дает широкие возможности воспроизведения переходных процессов, реально осуществляемых в газовых турбинах. При этом результаты, полученные методом конченых элементов, имеют высокую сходимость с результатами натурных испытаний. По результатам расчета на малоцикловую усталость [15] для уровня начальной температуры рабочего тела газовой турбины ГТЭ-160 (V94.2) на рис. 3 показано влияние

выработки ресурса турбины за один пуско-остановочный цикл от продолжительности простоя, предваряющего соответствующий пуск.

При оценке снижения ресурса при работе в переменных режимах, помимо пускоостановочных операций, также следует учитывать переходные режимы во время изменения нагрузки в пределах регулировочного диапазона. Расчет выработки ресурса от таких операций аналогичен оценке износа от пуско-остановочных операций [15]. На рис. 4 приведена зависимость числа эквивалентных часов работы при изменении температуры на входе в газовую турбину.

Временно́й коэффициент эквивалентной выработки ресурса b_j , учитывающий различные установившиеся режимы работы газовой турбины, зависит от текущей температуры рабочего тела и численно равен темпу выработки ресурса по сравнению с работой в базовом режиме. На рис. 5 газовой турбины ГТЭ-160 (V94.2) показана зависимость коэффициента b_j от нагрузки. В области высоких нагрузок (от 60% до 100% $N_{\text{ном}}$), когда в регулировании ГТУ участвует поворотный ВНА компрессора и температура перед турбиной снижается незначительно (см. рис. 2), коэффициент b_j изменяется незначительно (так для 65% $N_{\text{ном}}$ коэффициент b_j =0,941). В области малых нагрузок снижение мощности сопровождается интенсивным снижением температуры на входе и выходе из турбины и соответственно изменяется угол наклона графика b_j (рис. 5).







Рис. 4. Зависимость эквивалентных часов выработки ресурса от изменения температуры на входе в турбину ГТЭ-160 (V94.2)



Рис. 5. Зависимость коэффициента b_i от нагрузки газовой турбины ГТЭ-160 (V94.2)

По аналогии с расчетом ресурсных показателей паротурбинных энергоблоков [13, 16] определены коэффициенты эквивалентной выработки ресурса с учетом особенностей работы паровой турбины в составе ПГУ-450Т. Так по данным [17] накопление эквивалентных часов эксплуатации ПГУ от пусков из горячего состояния определяется оборудованием ГТУ и составляет 10 экв. ч. Кроме того, при глубоком разгружении паровой

© Р.3. Аминов, М.В. Гариевский

турбины в составе ПГУ не возникает характерных для паросиловых блоков ограничений, т.к. в значительном диапазоне нагрузок разгружение производится при постоянной температуре газов после ГТУ (например, для ГТЭ-160 до 60% номинальной мощности). В табл. 1 приведены коэффициенты эквивалентной выработки ресурса для пусков турбин, изменения нагрузки и различных режимов работы газовой и паровой турбины в составе ПГУ-450Т.

Таблица 1

изменения нагрузки и различных режимов работы ПГ у-4501						
Виды пусков и режимов работы	ГТУ	ПТУ				
Пуск из холодного состояния, ч/пуск	48,5	200				
Пуск после 48-56 часов простоя (неост.), ч/пуск	46	125				
Пуск после 8 часов простоя (горяч.), ч/пуск	10	4				
Изменение нагрузки со 100% до 65%, ч	0,065	0				
Базовый режим работы, час на час работы	1	1				
Режим работы на 65% N _{ном} , час на час работы	0,941	1				

Коэффициенты эквивалентной выработки ресурса для пусков турбин,

Использование энергоблоков парогазовых ТЭЦ для регулирования нагрузки за счет разгрузки в часы ночного провала, останова части оборудования или всего энергоблока приводит к ухудшению их тепловой экономичности, ускоренному физическому износу оборудования, повреждениям в периоды пусков, повышению аварийности агрегатов, увеличению продолжительности простоя в капитальном и текущем ремонтах, увеличению затрат на ремонтное обслуживание, снижению срока службы оборудования.

В качестве критерия оценки эффективности работы энергоблока принимается себестоимость отпущенной электроэнергии $S_{\text{отп}}=3_{\Sigma}/3_{\text{отп}}$, где 3_{Σ} – суммарные ежегодные затраты на производство электроэнергии, связанные с переменным режимом работы энергоблока, дол/год; $3_{\text{отп}}$ – годовой отпуск электроэнергии от энергоблока, кВт·ч/год. Этот показатель хорошо отражает издержки производства, связанные с режимными условиями работы энергоблока. Суммарные затраты включают в себя следующие величины:

$$3_{\Sigma} = M_{\text{TOII}} + M_{\text{p.o}} + M_{\text{peH}} + M_{3.\Pi} + M_{\Pi\text{p}},$$

где $H_{\text{топ}}$ – затраты на топливо, дол/год; $H_{\text{p.o}}$ – затраты на ремонтное обслуживание (затраты на планово-предупредительные и аварийно-восстановительные ремонты), дол/год; H_{peh} – амортизационные отчисления на полное восстановление – реновацию основных фондов, дол/год; $H_{3.n}$ – затраты на заработную плату, дол/год; H_{np} – прочие затраты, дол/год.

Суммарные годовые эксплуатационные затраты на производство электроэнергии с учетом режимов работы энергоблока определялись по следующей формуле [13]:

$$\begin{split} 3_{\Sigma} = & \left(\sum_{i=1}^{I} P_{i} \cdot t_{i} \cdot b_{\mathrm{y}\mathrm{J},i} + B_{\mathrm{\Pi}\mathrm{y}\mathrm{C}\mathrm{K}}\right) \cdot C_{\mathrm{TOH}} + \left(\alpha_{\mathrm{KTP}} \cdot k_{\mathrm{o}6} + \frac{\mathbf{3}_{\mathrm{Pe}3} \cdot T_{\mathrm{\Pi}\mathrm{p}}}{t_{\mathrm{Ka}\mathrm{I}} \cdot (1 - k_{\mathrm{\Pi}\mathrm{I}\mathrm{I}})}\right) \cdot P_{\mathrm{HOM}} \cdot K_{\mathrm{o}6\mathrm{c}} \cdot \frac{\tau_{3\mathrm{KB}}}{\tau_{\mathrm{pe}\mathrm{c}}} + \\ & + \left(C_{\mathrm{a}\mathrm{B}} + \frac{\mathbf{3}_{\mathrm{Pe}3}}{t_{\mathrm{Ka}\mathrm{I}} \cdot (1 - k_{\mathrm{a}\mathrm{B}})}\right) \cdot \omega \cdot P_{\mathrm{HOM}} \cdot T_{\mathrm{a}\mathrm{B}} \cdot \frac{\tau_{3\mathrm{K}\mathrm{B}}}{\tau_{\mathrm{pe}\mathrm{c}}} + \alpha_{\mathrm{pe}\mathrm{H}} \cdot k_{\mathrm{o}6} \cdot P_{\mathrm{HOM}} \cdot \frac{\tau_{3\mathrm{K}\mathrm{B}}}{\tau_{\mathrm{pe}\mathrm{c}}} + \\ & + \mathbf{3}_{\mathrm{\Gamma},3} \cdot n_{\mathrm{IIIT}} \cdot P_{\mathrm{HOM}} \cdot (1 + \alpha_{\mathrm{co}\mathrm{II}}) \cdot 10^{-3} + \alpha_{\mathrm{o}\mathrm{CT}} \cdot k_{\mathrm{o}6} \cdot P_{\mathrm{HOM}}, \end{split}$$

где I – число *i*-х режимов работы энергоблока, единиц; P_i – нагрузка блока в *i*-м режиме, кВт; t_i – время работы в *i*-м режиме, ч/год; $b_{y\partial i}$ – удельный расход топлива на производство электроэнергии в *i*-м режиме, т у.т./кВт·ч; $B_{пуск}$ – суммарный годовой расход топлива на все пуски энергоблоков из холодных, неостывших и горячих состояний, т у.т./год; $C_{топ}$ – стоимость топлива, дол/т у.т., $\alpha_{к.т.p}$ – доля ежегодных затрат на капитальный, средний

и текущий ремонт от капиталовложений в основное оборудование энергоблока; k_{об} – удельные капиталовложения в основное оборудование энергоблока (газовую и паровую турбину), дол/кВт; T_{пр} – среднегодовая продолжительность предупредительных ремонтов, ч; з_{рез} – удельные годовые затраты на резервную мощность, связанные с простоем оборудования, дол/кВт; t_{кал} – календарное время года, ч/год; k_{п.п} – коэффициент плановых простоев; Р_{ном} – номинальная мощность энергоблока, кВт; К_{обс} – коэффициент сложности технического обслуживания, зависящий от условий работы оборудования, Сав – удельные затраты на аварийно-восстановительный ремонт, дол/(кВт·ч); k_{ав} – коэффициент аварийных простоев; ω – частота аварийных отказов энергоблока, 1/год; $T_{\rm ab}$ – среднегодовое время восстановления после аварийного ремонта, ч/год; арен – доля годовых отчислений на реновацию от капиталовложений в основное оборудование энергоблока (газовую и паровую турбину) при расчетном ресурсе τ_{pec} ; 3_{г.3} – годовая заработная плата одного работника, дол/(чел. год); n_{шт} – штатный коэффициент, чел/МВт; а_{соц} – начисление на заработную плату – социальный налог; ао.ст – средневзвешенная норма отчислений OT капиталовложений на общестанционные расходы.

Расчет выработки ресурса и соответственно затраты на ремонтное обслуживание проводится отдельно по каждой газовой и паровой турбине, т.е. парковый (назначенный) ресурс газовой турбины, как правило в два раза меньше паровой и при работе ПГУ в переменных режимах с остановкой части оборудования (например, при работе в режиме полублока) ресурс турбин вырабатывается неравномерно.

В качестве исходной информации для оценки эффективности работы парогазовой ТЭЦ при переменных режимах использовались удельные капиталовложения, удельные расходы топлива при переменных нагрузках, сроки службы оборудования, стоимости топлива, суточные режимы работы при обеспечении переменных нагрузок и др. [18]. Удельные капиталовложения в ПГУ-450Т принимались 1100 дол/кВт. Средняя дисконтированная цена на природный газ за расчётный период 30 лет – 238 дол/т условного топлива [19].

Доля ежегодных затрат на капитальный, средний и текущий ремонт $\alpha_{\kappa.r.p}=0,0546$; удельные годовые затраты на резервную мощность $_{3pes}=80,8$ дол/кВт; среднегодовая продолжительность предупредительных ремонтов $T_{np}=24$ ч/год; коэффициент плановых простоев $k_{n.n}=0,0852$; удельные затраты на аварийно-восстановительный ремонт $C_{ab}=0,08342$ дол/кВт·ч; коэффициент аварийных простоев $k_{ab}=0,00514$; среднегодовое время восстановления после аварийного ремонта $T_{ab}=30$ ч/год; коэффициент сложности технического обслуживания K_{obc} принимался в зависимости от режима равным 1,0÷1,5. Доля годовых отчислений на реновацию от капиталовложений для ГТУ $\alpha_{peh}=6,7$, для ПТУ $\alpha_{peh}=3,3$; доля капитальных затрат в основное оборудование в общих капиталовложениях $\alpha_{o6}=0,5$. Годовая заработная плата одного работника $3_{r,3}=12000$ дол/чел. год; штатный коэффициент $n_{urr}=0,5$ чел/МВт; начисление на заработную плату $\alpha_{cou}=0,302$; доля отчислений на общестанционные расходы $\alpha_{o,cr}=0,03564$.

В качестве примера рассчитана эквивалентная выработка ресурса энергоблока ПГУ-450Т для следующих режимов работы в течение назначенного ресурса: 1 – работа в базовом режиме 7000 ч/год; 2 – ежесуточная разгрузка на 8 ч до 65% номинальной нагрузки; 3 – ежесуточный останов на 8 ч; 4 – разгрузка до 65% номинальной нагрузки на 8 ч в рабочие дни и останов на субботу и воскресенье; 5 – останов на субботу, воскресенье и на 8 ч в рабочие дни. Результаты определения эквивалентной выработки ресурса особенно нагруженных элементов газовой турбины (за расчетный период 15 лет) и паровой турбины (30 лет) приведены в табл. 2, из которой, видно, что эквивалентная выработка ресурса на газовой и паровой турбине происходит не одинаково (при одном и том же режиме). Для базового режима (режим 1) отношение эквивалентной выработки ресурса к назначенному (парковому) ресурсу работы энергоблока $\tau_{экв}/\tau_{pec}$ составляет для газовой турбины – 1,072, для паровой – 1,014. Наибольшая выработка ресурса газовой турбины происходит при

© Р.З. Аминов, М.В. Гариевский

режиме 3 (ежесуточный останов), $\tau_{_{экв}}/\tau_{pec}=1,163$, для паровой турбины – при режимах 4 и 5 (останов на выходные), $\tau_{_{экв}}/\tau_{pec}$ составляет для этих режимов 1,628 и 1,504. Степень участия энергоблока в регулировании графика нагрузки характеризуется среднесуточным числом часов использования установленной мощности энергоблока, для рассматриваемых режимов работы оно находятся в диапазоне от 11,4 до 24 ч/сутки.

Таблица 2

Ре- жим	Коли по	Количество пусков после простоя		Изм. режима	Использования уст. мощности		Эквива выработ (за 1;	лентная гка ГТУ 5 лет)	Эквива выработ (за 30	пентная тка ПТУ) лет)
	холод.	48-56ч	8ч		ч/год	ч/сут	$\tau_{_{3KB}},$ ч	$\tau_{_{3KB}}/\tau_{pec}$	τ _{экв} , ч	$\tau_{_{3KB}}/\tau_{pec}$
1	45	-	-	-	7000	24,0	107183	1,072	228000	1,140
2	45	-	-	4410	6183	21,2	105399	1,054	228000	1,140
3	45	-	4410	-	4667	16,0	116283	1,163	193280	0,966
4	45	630	-	3150	4417	15,1	104888	1,049	325500	1,628
5	45	630	3150	_	3333	11,4	112663	1,127	300700	1,504

Результаты расчетов выработки ресурса ПГУ для различных режимов работы

Чтобы оценить влияние переменных нагрузок на эффективность работы паротурбинных установок, были проведены расчеты себестоимости производства электроэнергии для различных режимов. Себестоимость электроэнергии при работе ПГУ-450Т в базовом режиме составляет 7,66 цент/кВт·ч, снижение использования среднесуточной установленной мощности энергоблока, по сравнению с базовым режимом, от 2,8 до 12,6 часов в сутки увеличивает себестоимость отпуска электроэнергии соответственно на 4,3 и 45,2%. Режим с ежесуточной разгрузкой на 8 ч до 65% номинальной нагрузки энергоблока ПГУ-450Т (режим 2) имеет наименьший удельный прирост себестоимости отпущенной электроэнергии на 1 час разгрузки установленной мощности, который составляет 0,118 цент/кВт·ч на 1 ч/сутки, табл. 3.

Таблица 3

Ре- Затраты	Затр	аты	Отчис	сление	Сумм.	C	Себесто-	Пен	Отноше-	
	на рем	юнты,	на ренс	вацию,	затраты,	Э _{опт} ,	имость	при-	ние $\Delta S \kappa$	
жим		МЛН.	дол.	млн,	дол.	млн.	млн. иВт.н	S _{отп} , цент/		времени
	млн. дол.	ГТУ	ПТУ	ГТУ	ПТУ	дол.	KD1 4	кВт∙ч	3, 70	разгрузки
1	184,49	10,90	5,80	7,18	3,76	234,00	3056	7,66	—	—
2	165,41	10,72	5,80	7,06	3,76	215,20	2694	7,99	4,3	0,118
3	125,81	26,26	8,47	7,79	3,19	193,38	2037	9,49	24,0	0,229
4	119,06	13,89	9,13	7,03	5,37	176,76	1924	9,19	20,0	0,173
5	90,77	24,25	12,39	7,55	4,96	161,78	1455	11,12	45,2	0,275

Экономические показатели ПГУ-450Т при переменных нагрузках

Для определения оптимального режима нагрузки ПГУ при переменных нагрузках на примере ПТУ-450Т рассмотрена работа энергоблока при различном составе работающего оборудования: при полном составе оборудования (2ГТУ+2КУ+ПТ) и при одной отключенной ГТУ (1ГТУ+1КУ+ПТ). На рис. 6 показаны результаты расчетов себестоимости электроэнергии при работе на постоянном уровне мощности при различном составе работающего оборудования для двух режимов – теплофикационного и конденсационного. Результаты расчетов показывают, что в диапазоне нагрузок до 50% более экономичной является работа энергоблока при неполном составе оборудования (одной отключенной ГТУ).

Рассмотрим работу энергоблока ПГУ-450Т при изменении мощности в течение суток: работа на мощности 100% днем и разгрузка до 50% на 8 часов ночью. При этом возможна как разгрузка всего энергоблока на 50%, так и останов одной ГТУ и работа на полной нагрузке полублока. При останове 1 ГТУ, с одной стороны, более полно загружается оставшееся в работе оборудование и, как следствие, энергоблок работает с

низкими удельными затратами топлива. С другой стороны, потребуется дополнительный расход топлива при пуске остановленного оборудования, а увеличение числа пусков может привести к значительно большим затратам, связанным с выработкой ресурса.



Рис. 6. Зависимость себестоимости электроэнергии от электрической мощности ПГУ-450Т при включении одной (1) и двух (2) ГТУ: — конденсационный режим; ------ теплофикационный режим

В табл. 4 представлены результаты расчета ресурсных и экономических показателей ПГУ при различных вариантах разгрузки блока в часы ночного провала нагрузки для определения оптимального режима ПГУ. Хотя при работе полублока ПГУ топливные затраты меньше, при учете выработки ресурса газовой турбины при пуско-остановочных операциях суммарные затраты на отпущенную электроэнергии ниже при разгрузке ПГУ на 0,22 цент/кВт·ч, что составляет 2,6%. Таким образом, прохождение ночного провала нагрузки дубль-блочной ПГУ целесообразно осуществлять за счет разгрузки двух газовых (и соответственно, разгрузки паровой турбины), без останова газовой турбины.

Таблица 4

	1 1 1 2	
Погазатели	Останов 1 ГТУ, работа	Разгрузка 2 ГТУ
Показатели	полублока ПГУ	в составе ПГУ
Состав работающего оборудования	1ГТУ+1КУ+ПТ	2ГТУ+2КУ+ПТ
Число изменений режимов со 100 до 50% N _{ном}	—	4410
Кол-во пусков после ГТУ простоя 8 ч	2205	-
Эквивалентная выработка ГТУ т _{экв} , ч	129 233	105 616
Отношение $\tau_{3 \text{кв}} / \tau_{\text{pec}}$	1,292	1,056
Затраты на топливо, цент/кВт·ч	6,11	6,23
Себестоимость электроэнергии, цент/кВт·ч	8,39	8,17

Показателей ПГУ при различных вариантах разгрузки блока

На основании исследования можно сделать следующие выводы:

1. Разработана методология оценки затрат в различных режимах использования парогазовых ТЭЦ с учетом износа оборудования при переменных электрических нагрузках.

На примере ПГУ-450Т рассчитаны ресурсные и экономические показатели при различных вариантах разгрузки блока в часы провала нагрузки. Показано, что снижение использования среднесуточной установленной мощности энергоблока, по сравнению с базовым режимом, от 2,8 до 12,6 часов в сутки увеличивает себестоимость отпуска электроэнергии соответственно на 4,3 и 45,2%. Режим с ежесуточной разгрузкой на 8 ч до 65% номинальной нагрузки энергоблока ПГУ-450Т имеет наименьший удельный прирост себестоимости отпущенной электроэнергии на 1 час разгрузки установленной мощности, который составляет 0,118 цент/кВт.ч на 1 ч/сутки.

2. На основе разработанной методики был реализован алгоритм выбора оптимального варианта работы ПГУ при покрытии заданного суточного графика

электрических нагрузок. Результаты расчетов показывают, что при работе на постоянном уровне мощности в диапазоне нагрузок до 50% более экономичной является работа энергоблока при неполном составе оборудования (одной отключенной ГТУ).

При работе дубль-блока ПГУ-450Т на мощности 100% днем и разгрузка до 50% на 8 часов ночью разгрузка всего энергоблока на 50%, более экономичная по сравнению с остановкой одной ГТУ и работе полублока. В этом случае при прохождении суточного графика электрических нагрузок учет износа оборудования при выборе режима работы ПГУ обеспечивает снижение суммарных затраты на отпущенную электроэнергии на 0,22 цент/кВт·ч, что составляет 2,6%.

Литература

1. Радин Ю.А. Исследование и улучшение маневренности парогазовых установок: дисс. ... докт. техн. наук: 05.14.14 / Радин Юрий Анатольевич; ВТИ. М., 2013. 209 с.

2. Создание и освоение отечественной теплофикационной парогазовой установки / Березинец П.А., Гриненко В.М., Долинин И.В. и др. // Теплоэнергетика. 2011. № 6. С. 4–11.

3. Радин Ю.А., Давыдов А.В. Опыт освоения парогазовых энергоблоков ПГУ-450Т // Электрические станции. 2009. № 9. С. 22–26.

4. Березинец П.А. Разработка и исследование циклов, схем и режимов работы парогазовых установок: дисс. ... докт. техн. наук: 05.14.14 / Березинец Павел Андреевич; ВТИ. М., 2012. 238 с.

5. Определение допустимого регулировочного диапазона нагрузок энергоблока ПГУ-450Т при работе в конденсационном режиме / Ю.А. Радин, А.В. Давыдов, А.В. Чугин, И.Н. Писковацков // Теплоэнергетика. 2004. № 5. С. 47–52.

6. Определение нижней границы нагрузки парогазового теплофикационного энергоблока ПГУ-450Т / С.В. Цанев, В.Д. Буров, Д.В. Гончаренко, Н.В. Вараксина // Энергосбережение и водоподготовка. 2008. № 6. С. 31–35.

7. Радин Ю.А. Особенности переменных режимов ПГУ // Новости теплоснабжения. 2015. №02 (174). С. 34–39.

8. Тепловые характеристики газотурбинных установок V-94.2, работающих в составе ПГУ-450Т на Северо-Западной ТЭЦ / С.В. Малахов, Г.Г. Ольховский, В.П. Трушечкин, В.Н. Хомиченко // Электрические станции. 2004. №5. С. 9–16.

9. Ольховский Г.Г. Тепловые испытания мощных энергетических ГТУ. М.: Изд-во Фолиум, 2015. 234 с.

10. Vardar N., Ekerim A. Failure analysis of gas turbine blades in a thermal power plant // Engineering Failure Analysis. 2007. Vol. 14. Issue. 4. pp. 743–749. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2006.06.001.

11. Цанев С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; 3-е изд.стер, М.: Изд-во МЭИ, 2009. – 584 с.

12. Boyce M.P. Gas Turbine Engineering Handbook, 3rd ed., Oxford, Burlington, MA, USA, 2006.

13. Аминов Р.З., Шкрет А.Ф., Гариевский М.В. Оценка ресурсных и экономических показателей работы паротурбинных энергоблоков ТЭС при переменных режимах // Теплоэнергетика. 2016. №8. С.25–31. DOI: 10.1134/S0040363616080014.

14. Радин Ю.А., Конторович Т.С. Использование принципа эквивалентной наработки для оценки надежности оборудования ПГУ // Электрические станции. 2012. № 1. С. 16–18.

15. Аминов Р.З., Кожевников А.И., Янков А.В. Оценка влияния режимов использования на выработку ресурса газотурбинными установками // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2013. № 3–4. С. 95–100.

16. Аминов Р.З., Шкрет А.Ф., Гариевский М.В. Расчет эквивалентной выработки ресурса энергоблоков ТЭС // Электрические станции. 2014. №8. С.16–18.

17. Радин Ю.А., Конторович Т.С., Молчанов К.А. Эффективность моделирования пусков парогазовых установок из горячего состояния // Теплоэнергетика. 2015. № 9. С. 18–23. DOI: 10.1134/S0040363615090076.

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

18. Шкрет А.Ф., Гариевский М.В. Эффективность использования теплофикационных ПГУ для регулирования переменных электрических нагрузок // Труды Академэнерго. 2017. № 3. С. 32–42.

19. Аминов Р.З., Шкрет А.Ф., Гариевский М.В. Тепловые и атомные электростанции: конкурентоспособность в новых экономических условиях // Теплоэнергетика. 2017. № 5. С. 5–15. DOI: 10.1134/S0040363617050010.

Авторы публикации

Аминов Рашид Зарифович – доктор техн. наук, профессор, главный научный сотрудник Саратовского научного центра РАН.

Гариевский Михаил Васильевич – научный сотрудник Саратовского научного центра РАН.

References

1. Radin Yu.A. Research and improvement of maneuverability of combined-cycle plants: diss. ... doct. tech. sciences: 05.14.14 / Radin Yuri Anatolyevich; VTI. M., 2013. 209 p. [in Russian]

2. Constructing the Russian combined-cycle cogeneration plant and mastering its operation / P.A. Berezinets, V.M. Grinenko, I.V. Dolinin et al. // Thermal Engineering, 2011, Vol. 58, Iss. 6, pp. 447–455. DOI: 10.1134/S0040601511060012

3. Radin Yu.A., Davydov A.V. Experience in the development of combined-cycle power units PGU-450T // Power plants. 2009. № 9. P. 22–26. [in Russian]

4. Berezinets P.A. Development and study of cycles, schemes and modes of operation of combinedcycle plants: diss. ... doct. tech. sciences: 05.14.14 / Berezinets Pavel Andreevich; VTI. M., 2012. 238 p. [in Russian]

5. Determining the permissible load-control range of a PGU-450T power-generating unit operating in a condensing mode / Radin Yu.A., Davydov A.V., Chugin A.V., Piskovatskov I.N. // Thermal Engineering, 2004, Vol. 51, Iss. 5, pp. 389–394.

6. Determination of the lower limit of the load of the CCGT-450T steam-gasification power unit / S.V. Tsanev, V.D. Burov, D.V. Goncharenko, N.V. Varaksina // Energy saving and water treatment. 2008. No 6. P. 31–35. [in Russian]

7. Radin Yu.A. Features of variable CCGT modes // Heat supply news. 2015. No 02 (174). pp. 34–39. [in Russian]

8. Thermal characteristics of V-94.2 gas-turbine plants operating in the CCGT-450T facility at the North-West TPP / S.V. Malakhov, G.G. Olkhovsky, V.P. Trushechkin, V.N. Khomichenko // Electrical stations. 2004. No 5. C. 9–16. [in Russian]

9. Olkhovsky G.G. Thermal testing of powerful power GTUs. Moscow: Publishing House Folium, 2015. 234 p. [in Russian]

10. Vardar N., Ekerim A. Failure analysis of gas turbine blades in a thermal power plant // Engineering Failure Analysis. 2007. Vol. 14. Issue. 4. pp. 743–749. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2006.06.001

11. Tsanev S.V. Gas-turbine and combined-cycle plants of thermal power plants: a textbook for universities / S.V. Tsanev, V.D. Burov, A.N. Remezov; Moscow: Publishing house MEI, 2009. – 584 p. [in Russian]

12. Boyce M.P. Gas Turbine Engineering Handbook, 3rd ed., Oxford, Burlington, MA, USA, 2006.

13. Aminov R. Z., Shkret A. F., Garievskii M. V. Estimation of lifespan and economy parameters of steam-turbine power units in thermal power plants using varying regimes // Thermal Engineering, 2016, Vol. 63, Iss. 8, pp. 551–557. DOI: 10.1134/S0040601516080012

14. Radin Yu.A., Kontorovich T.S. Use of the principle of equivalent operating time in assessing the reliability of CCGT equipment // Power Technology and Engineering, 2012, Vol. 46. Iss. 2. pp. 129–131. DOI: 10.1007/s10749-012-0319-8

© Р.З. Аминов, М.В. Гариевский

15. Aminov RZ, Kozhevnikov AI, Yankov A.V. Estimation of the influence of the use regimes on resource production by gas turbine installations // Izvestiya vuzov. Problemy energetiki. 2013. No 3–4. pp. 95–100. [in Russian]

16. Aminov R.Z., Shkret A.F., Garievskii M.V. Calculating the Equivalent Service Lifetime of Power Generating Units in Thermal Power Plants // Power Technology and Engineering, 2015, Vol. 48, Iss. 5, pp. 391-393. DOI: 10.1007/s10749-015-0540-3

17. Radin Y.A., Kontorovich T.S., Molchanov K.A. The effectiveness of combined-cycle power plants hot startups simulating // Thermal Engineering. 2015. Vol. 62. Iss. 9. pp. 630-635. DOI: 10.1134/S0040601515090074

18. Shkret A.F., M.V. Garievsky The efficiency of cogeneration CCGT for the regulation variable electrical loads // Proceedings of AcademEnergo. 2017. No 3. pp. 32–42. [in Russian]

19. Aminov R.Z., Shkret A.F., Garievskii M.V. Thermal and nuclear power plants: Competitiveness in the new economic conditions // Thermal Engineering, 2017, Vol. 64, Iss. 5, pp. 319–328. DOI: 10.1134/S0040601517050019

Authors of the publication

Rashid Z. Aminov – doctor of tech. sciences, professor, Chief Researcher of the Saratov Scientific Center of the Russian Academy of Sciences.

Mikhail V. Garievsky - researcher of the Saratov Scientific Center of the Russian Academy of Sciences.

Поступила в редакцию

12 марта 2018 г.

УДК 532.546, 621.039

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ И НЕЙТРОННО-ФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩИХ СБОРОК ДЛЯ РЕАКТОРНЫХ УСТАНОВОК МАЛОЙ МОЩНОСТИ

*Ю.В. Сморчкова, Е.А. Авдонина, А.В. Дедов

Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия ORCID*: https://orcid.org/0000-0002-0989-1212, SmorchkovaYV@mpei.ru

Резюме: В работе представлены результаты численного исследования гидродинамики и температурного поля в модели тепловыделяющей сборки для реакторной установки КЛТ-40С при переходе к топливу, состоящему из микротвэлов. Предложена оптимальная, с позиции гидродинамики и теплообмена, конструкция модели тепловыделяющей сборки с микротвэлами для реакторной установки КЛТ-40С, которая по габаритным размерам полностью соответствует традиционной сборке со стрежневыми тепловыделяющих засыпку микротвэлов. Представлены результаты оценки нейтронно-физических характеристик. Показана работоспособность реакторной установки КЛТ-40С при использовании топлива из микротвэлов.

Ключевые слова: гидродинамика, температурное поле, микротвэлы, тепловыделяющая сборка, шаровая засыпка, численное моделирование.

Благодарности: Работа выполнена при поддержке гранта Правительства Российской Федерации № 14.z50.31.0042.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-23-34

INVESTIGATION OF THERMOHYDRAULIC AND NEUTRON-PHYSICAL CHARACTERISTICS OF PERSPECTIVE FUEL ASSEMBLY FOR LOW-POWER REACTOR FACILITY

Yu.V. Smorchkova, E.A. Avdonina, A.V. Dedov

National Research University "MPEI", Moscow, Russia ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0989-1212, SmorchkovaYV@mpei.ru

Abstract: The paper presents the results of a numerical study of hydrodynamics and a temperature field in the model of the fuel assembly for the KLT-40S reactor installation in the transition to a fuel consisting of spherical microfuels. The optimal design of a model of a fuel assembly with microfuels for a reactor installation KLT-40S is proposed, from the position of hydrodynamics and heat transfer. The fuel assembly by external dimensions completely corresponds to the traditional assembly with rod fuel elements. The optimal parameters of the perforation of the covers that retain the pebble bed of microfuels are determined. The results of the evaluation of neutron-physical characteristics are presented. The working capacity of the KLT-40S reactor installation is shown when using fuel from microfuel elements.

Keywords: hydrodynamics, temperature field, microfuels, fuel assembly, pebble bed, numerical simulation.

Acknowledgments: The work is supported Grant of the Government of the Russian Federation $N \ge 14.z50.31.0042$.

Введение

Самой актуальной проблемой современной ядерной энергетики является повышение безопасности. Все возрастающие требования к системам безопасности приводят к увеличению стоимости станций. Достаточно давно было предложено решение, принципиально увеличивающее безопасность эксплуатации ядерных реакторов [1]. Таким решением является использование тепловыделяющих сборок с микротвэлами (TBC MT). Концепция TBC MT для реакторов BBЭP была предложена в работе [1]. В начале 2000-х годов были начаты экспериментальные и расчетно-теоретические исследования теплогидравлических и нейтронно-физических параметров таких сборок, но, к сожалению, эти исследования не были завершены.

В настоящее время возрастает интерес к малой ядерной энергетике. В России этот интерес прежде всего связан с необходимостью освоения отдаленных регионов. Кроме этого, использование атомных станций малой мощности (ACMM) позволит решить задачи, связанные с повышением энергетической безопасности ответственных объектов, таких как промышленные объекты с непрерывным производством, объекты городской инфраструктуры и т.д., обеспечивающие жизненно важные потребности города [2–4]. В настоящее время как в России, так и за рубежом проводятся исследования и разрабатываются проекты ядерных реакторов для ACMM [5–7].

Однако для широкого распространения станций малой мощности чрезвычайно важно обеспечить надежную радиационную безопасность в случае возникновения аварий. В этой связи высокая температурная стойкость, высокая герметичность и хорошее удержание продуктов деления внутри микротвэла вплоть до температур около 1600°С имеют особую значимость. Для обоснования работы реакторных установок с шаровыми микротвэлами необходимо проводить экспериментальные и численные исследования течения и теплообмена в шаровых засыпках при объемном тепловыделении. Результаты экспериментальных исследований гидродинамики и теплообмена при осевом течении теплоносителя через шаровые засыпки представлены в литературе, например [8; 9]. Экспериментальные данные при радиальном течении теплоносителя через шаровые засыпки с объемным тепловыделение в литературе.

Решение теплогидравлической задачи при течении в микротвэльной засыпке с неоднородным по длине сечением и объемном выделении энергии, исследование влияния раздаточного и сборного коллекторов не является тривиальным. Поэтому на этапе поиска наилучших конструктивный решений численное моделирование, по-видимому, является самым оптимальным методом.

В работе представлены результаты численного исследования теплогидравлических характеристик модели ТВС МТ для реакторной установки КЛТ-40С (РУ КЛТ-40С) при переходе к микротвэльным топливным элементам. Проведена оценка нейтроннофизических характеристик. КЛТ-40С представляет собой реакторную установку тепловой мощностью 150 МВт с водо-водяным реактором корпусного типа и кассетной активной зоной, разработанную в ОКБМ имени И. И. Африкантова [5].

Постановка задачи

Схема моделируемой ТВС МТ для реакторной установки КЛТ-40С показана на рис. 1. Сборка является осесимметричной, шаровая засыпка 3 размещается между внутренним 2 и внешним 4 перфорированными чехлами. Теплоноситель в такой

конструкции подается в раздаточный коллектор *1*, омывает шаровую засыпку и попадает в сборный коллектор 5. В конструкции ТВС МТ КЛТ-40С раздаточный коллектор образован внутренним перфорированным чехлом и цилиндрическим поглощающим элементом *6*.

При выборе конструкции тепловыделяющей сборки с микротвэлами для реакторной установки КЛТ-40С учитывались следующие особенности:

 подобие конструкции моделируемой тепловыделяющей сборки ТВС МТ КЛТ-40С и ТВС МТ ВВЭР [1];

 необходимость организации продольно-поперечного движения теплоносителя относительно слоя микротвэлов с приемлемым гидравлическим сопротивлением;

- соответствие габаритных размеров модели ТВС МТ и стержневой ТВС КЛТ-40С.

При этом были приняты упрощения:

 – форма наружного перфорированного чехла ТВС – усеченной шестигранной пирамиды – заменяется осесимметричной в виде усеченного конуса с сохранением величины боковой поверхности этого чехла (поверхности трения) и площади проходного сечения сборного коллектора;

- не учитывается наличие стержней СУЗ в шаровой засыпке.



Рис. 1. Схема модели ТВС МТ для РУ КЛТ-40С. Х1, Х2, Х3, Х4, Хвх – варьируемые параметры

Основные теплогидравлические и геометрические параметры модели тепловыделяющей сборки приведены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование	Величина
Давление в первом контуре, МПа	12,7
Температура воды на входе в ТВС, ⁰ С	280
Температура воды на входе из ТВС, ⁰ С	317
Тепловая мощность, МВт	150
Расход теплоносителя, кг/с	6
Диаметр микротвэлов, мм	2,0
Высота ТВС, мм	1300
Размер под ключ, мм	97
Пористость засыпки микротвэлов	0,38
Материал чехлов	сталь нержавеющая 0Х18Н10Т

Основные параметры модели ТВС МТ для РУ КЛТ-40С

Численное моделирование проводилось с использованием компьютерного кода ANSYS Fluent. Математическая модель кода состоит из уравнений движения, неразрывности и энергии, а также включает в себя дополнительные уравнения стандартной k- ε модели турбулентности. Решение задачи проводилось в осесимметричной постановке. Для описания гидродинамики и теплообмена в ТВС МТ используется подход, основанный на модели пористой среды с внутренними источниками тепла. При этом шаровая засыпка, а также перфорированные чехлы, рассматриваются как распределенное в потоке дополнительное сопротивление, оказываемое движению жидкости. В уравнение движения вводится дополнительный источниковый член S_i , задаваемый пользователем. Выражение для S_i в ANSYS Fluent принимает вид:

$$S_i = -\left(\alpha_i \mu U_{\phi i} + \beta_i \frac{\rho U_{\phi i}^2}{2}\right),\,$$

где α_i, β_i – коэффициенты вязкостного и инерционного сопротивления пористой среды в направлении координатной оси *i*; $U_{\phi i}$ – скорость фильтрации жидкости.

Вязкостный и инерционный коэффициенты шаровой засыпки определялись из формулы Эргуна со скорректированными константами:

$$\frac{\Delta p}{H} = 245 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu U_{\Phi}}{d_{\rm II}^2} + 1,02 \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \frac{\rho U_{\Phi}^2}{d_{\rm II}}, \qquad (1)$$

где ε – пористость засыпки; $d_{\rm m}$ – диаметр шарика; H – высота засыпки.

Константы 245 и 1,02 получены на основе экспериментальных исследований [10], проведенных авторами статьи для уточнения формулы Эргуна. Расчет потерь давления по формуле (1) удовлетворительно согласуется с данными других авторов, например [11]. В предположении изотропности шаровой засыпки, коэффициенты сопротивления принимают вид:

$$\alpha = 245 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{1}{d_{\rm III}^2}; \quad \beta = 2,04 \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \frac{1}{d_{\rm III}}.$$

Для моделирования тонких перфорированных чехлов в ANSYS Fluent рекомендуется использовать модель "porous jump". В документации ANSYS Fluent отмечается, что использование такой модели является предпочтительным, т.к. она более надежна. При построении геометрии расчетной области чехлы не указываются как отдельная зона. Потери давления на чехлах учитываются заданием коэффициента инерционного сопротивления

$$\beta = \frac{\xi}{h}$$

где *ξ* – коэффициент гидравлического сопротивления; *h* – толщина чехла.

Ю.В. Сморчкова, Е.А. Авдонина, А.В. Дедов

Для наружного перфорированного чехла коэффициент гидравлического сопротивления определяется по данным [12]. Для внутреннего перфорированного чехла при наличии шаровой засыпки коэффициент гидравлического сопротивления определялся на основе собственных экспериментальных данных [10].

Параметры шаровой засыпки, принятые при выполнении численного моделирования, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры шаровой засынки					
Пористость	0,38				
Коэффициент вязкостного сопротивления, м -2	$4,28 \cdot 10^8$				
Коэффициент инерционного сопротивления, м-1	11500				
Теплопроводность материала оболочки микротвэла (SiC), Вт/(м·К)	23				
Теплоемкость SiC, кДж/(кг · К)	1047				

Внутреннее тепловыделение также задается источниковым членом, который определяется пользователем. Известно, что тепловыделение в активной зоне ядерного реактора неравномерно по объему. В цилиндрической активной зоне со стрежневыми ТВЭЛами энерговыделение по высоте активной зоны подчиняется закону

$$q_{\nu}(z) = \frac{\pi}{2} \overline{q}_{\nu} \cos\left(\pi \frac{z - z_{c}}{H}\right), \tag{2}$$

где \bar{q}_v – среднее объемное тепловыделение; z_c – координата центра активной зоны; H – высота активной зоны.

При замене стержневых ТВЭЛов на шаровые микротвэлы, с учетом того, что количество микротвэлов изменяется по высоте активной зоны, функция тепловыделения, вероятно, также изменится. В литературе таких данных найти не удалось. Поэтому численные эксперименты были проведены с учетом функции распределения тепловыделения по высоте активной зоны согласно уравнению (2).

Решение системы уравнений, составляющих математическую модель, в ANSYS Fluent проводится методом контрольного объема. Для этого была построена сетка контрольных объемов, которая состояла из $4 \cdot 10^5$ элементов прямоугольной формы.

Результаты численного моделирования

Для конструкции тепловыделяющей сборки с микротвэлами, показанной на рис. 1, характерно наличие области в засыпке, где температура теплоносителя превышает температуру на выходе из TBC. Температура в этой области может превышать температуру насыщения жидкости. Закипание теплоносителя в такой конструкции тепловыделяющей сборки может быть опасно из-за изменения замедляющей способности теплоносителя и высокой вероятности запаривания сборки при развитии процесса кипения. Важно выбрать такое соотношение геометрических размеров сборки, при которых максимальная температура не будет достигать значения температуры насыщения.

При проведении численных экспериментов было исследовано влияние геометрических параметров на потери давления и максимальную температуру в засыпке. Целью исследований являлось определение таких параметров, при которых потери давления и температура будут минимальны. При неизменных внешних габаритах ТВС МТ исследовалось влияние размеров сборного коллектора (X1, X2), размеров входного отверстия раздаточного коллектора (Xвх) и степени перфорации (коэффициента живого сечения f) чехлов, удерживающих засыпку микротвэлов.

На рис. 2, 3 показаны зависимости максимальной температуры и потерь давления в сборке при различных размерах сборного коллектора. При этом Хвх был принят равным 18 мм.



Рис. 2. Зависимость максимальной температуры в засыпке от размеров сборного коллектора



Рис. 3. Зависимость потерь давления от размеров сборного коллектора

На рис. 2 можно видеть, что уменьшение X1, приводит к существенному повышению максимальной температуры теплоносителя. Для X1 = 3-5 мм при X2 = 10 мм температура в засыпке минимальна.

На рис. 3 можно видеть, что потери давления слабо зависят от размера нижнего основания сборного коллектора X1, но наблюдается сильная зависимость от размера верхнего основания сборного коллектора X2. Наименьшие потери давления достигаются при X2 = 10 мм. Значения потерь давления при X1 = 3-5 и X2 = 10 мм практически одинаковы и составляют 9,1 кПа. Следовательно, нижнее основание сборного коллектора может иметь размер от 3 до 5 мм. Представляется наиболее оптимальным выбрать наименьшее значение X1, т.к. в этом случае увеличивается ширина зоны, занятой микротвэлами. Таким образом, с точки зрения минимальных потерь давления и минимальной температуры в засыпке размеры сборного коллектора принимаются равными X1 = 3 мм, X2 = 10 мм.

На рис. 4, а показана зависимость максимальной температуры теплоносителя, а на рис. 4, б – потерь давления в сборке от размера входного отверстия раздаточного

Ю.В. Сморчкова, Е.А. Авдонина, А.В. Дедов

коллектора Xвх. При этом размеры сборного коллектора приняты X1 = 3 мм, X2 = 10 мм.

На рис. 5 показано, что потери давления уменьшаются с увеличением размера входного отверстия и, следовательно, с увеличением угла конуса раздаточного коллектора. При этом при значении Хвх≥18 мм потери давления практически не изменяются. Максимальная температура также уменьшается с ростом Хвх. Однако при увеличении размеров раздаточного коллектора уменьшается объем области, занятый микротвэлами. Исходя из этих рассуждений, размер входного отверстия раздаточного коллектора принят равным Хвх=18 мм.



Рис. 4. Зависимость максимальной температуры в засыпке *a*) и потерь давления; *б*)в модели ТВС МТ от размера входного отверстия раздаточного коллектора

На рис. 5,*а* показана зависимость максимальной температуры, а на рис. 5,*б* – потерь давления от степени перфорации (коэффициента живого сечения) перфорированных чехлов, удерживающих засыпку микротвэлов. Видно, что в рассмотренном диапазоне значений f=0,1-0,4 степень перфорации не оказывает существенного влияния на значение максимальной температуры и потери давления. При дальнейших расчетах степень перфорации была принята равной 0,2.



Рис. 5. Зависимость максимальной температуры *a*) и потерь давления *б*) от коэффициента живого сечения перфорированных чехлов

Оптимальные параметры модели тепловыделяющей сборки с микротвэлами для РУ

КЛТ-40С, определенные в р	езультате исследования,	приведены в табл. 3.
---------------------------	-------------------------	----------------------

Параметры модели ТВС МТ для РУ КЛТ-40С								
	Геометрические параметры							
	Хвх, мм			18				
	Х1, мм		3					
	Х2, мм			10				
	Х3, мм	19						
	Х4, мм	29						
	Параметры перфорации чехлов							
_	Коэф-т живого сечения f	Толщина чехла <i>h</i> , м	Коэффициент гидравлического сопротивления ξ	Инерционный коэф-т сопртивления β, 1/м				
Внутренний чехол	0,2	0,0005	46	92000				
Наружный чехол	0,2	0,0005	37	74000				

Таблица 3

Для модели TBC MT с оптимальными геометрическими параметрами на рис. 6 показаны поля температуры, скорости, избыточного давления и линии тока жидкости.



Рис. 6. Результаты численного моделирования

Можно видеть, что перфорированные чехлы практически не оказывают сопротивления движению теплоносителя, в радиальном направлении давление меняется слабо. Потери давления происходят в осевом направлении. На рис. $6, \delta$ наблюдается максимум температуры вблизи внешнего перфорированного чехла, что характерно для такой конструкции тепловыделяющей сборки. Течение жидкости (рис. 6,c) приближено к радиальному в области шаровой засыпки, что обеспечивает наименьшие потери давления.

Оценка нейтронно-физических характеристик модели ТВС МТ для КЛТ-40С Одним из наиболее важных параметров, характеризующих состояние ядерного реактора, является эффективный коэффициент размножения нейтронов, равный отношению числа нейтронов данного поколения к числу нейтронов предыдущего поколения. Критическое состояние реактора характеризуется значением $k_{3\phi} = 1$, при этом реактор работает на постоянной мощности. Если $k_{3\phi} < 1$, то цепная реакция деления затухает и энерговыделение в реакторе практически прекращается. Состояние реактора, когда $k_{3\phi} > 1$, называется надкритическим, а цепная реакция деления быстро нарастает; для ограничения роста энерговыделения нейтроны. Одним из определяющих условий $k_{3\phi} = 1$ является расчет эффективного коэффициента размножения в бесконечной среде k, т.е. без учета потери нейтронов за счет выхода их за пределы активной зоны реактора. Оценка k для предложенной конструкции тепловыделяющей сборки реакторной установки КЛТ-40С была выполнена в программе *UNK System*, разработанной в РНЦ «Курчатовский институт».

Коэффициент размножения нейтронов k для рассматриваемой конструкции ТВС МТ изменяется по высоте. Для определения зависимости k(z) в программе UNK System производился расчет пяти элементарных ячеек, в сечениях по высоте ТВС МТ: при z = 0; 325; 650; 975 и 1300 мм. Для расчета коэффициента размножения нейтронов в программе UNK System необходимо задать геометрические размеры элементарной ячейки, температуру и ядерные концентрации материалов. Для определения ядерных концентраций в ТВС МТ были выделены следующие зоны (рис. 1): 1, 5 – сборный и раздаточный коллекторы, заполненные водой; 2, 4 – зоны перфорированных чехлов, выполненных из стали 0X18H10T; 3 – зона засыпки микротвэлов, представляющих собой сложную многослойную структуру и окруженных водой; 6 – зона вытеснителя.

В расчетах принято, что сферический микротвэл состоит из четырех концентрических слоев: сердечник из диоксида урана UO₂, буферный слой пористого пирографита РуС, слой плотного пиролитического углерода РуС, слой карбида кремния SiC.

На рис. 7 показана зависимость эффективного коэффициента размножения нейтронов от времени работы реактора при номинальной мощности *P*=150 МВт и обогащении топлива 17%, характерном для реакторных установок малой мощности [13].



Рис. 7. Зависимость эффективного коэффициента размножения нейтронов от времени работы реактора при *P* = 150 MBт и обогащении 17%

На рис. 7 показано, что к зависит от высоты ТВС МТ. Минимальное значение

коэффициента размножения наблюдается в нижней части сборки при z = 0, т.к. в этой части объем топлива минимальный. Поэтому завершение кампании ядерного топлива необходимо определять при k = 1 в координате z = 0.

На рис. 8 показана зависимость эффективного коэффициента размножения нейтронов от времени работы реактора при номинальной и среднеэксплуатационной мощности.



Рис. 8. Зависимость эффективного коэффициента размножения нейтронов от времени работы реактора

При работе реактора на среднеэксплуатационной мощности, равной 96 МВт, и обогащении топлива 17% продолжительность топливной кампании составит 1600 суток, при обогащении топлива 24% - 2200 суток. Для реактора КЛТ-40С со стержневыми тепловыделяющими элементами расчет коэффициента размножения нейтронов представлен в работе [13]. При использовании металлокерамического топлива с обогащением 17% продолжительность топливной кампании при работе реактора на среднеэксплуатационной мощности составляет 2500 суток. При использовании топлива из диоксида урана с обогащением 24% период топливной кампании составляет 5000 суток. Сравнивая значения, можно видеть, что при использовании микротвэлов продолжительность работы реактора сокращается. Однако безопасность реактора с топливом из микротвэлов существенно выше. В активной зоне с микротвэлами не используется цирконий, а следовательно, при возникновении аварии с потерей теплоносителя не может возникнуть пароциркониевая реакция.

Заключение

Проведено численное исследование гидродинамики и температурного поля в модели тепловыделяющей сборки с микротвэлами для реакторной установки КЛТ-40С. Исследовано влияние геометрических размеров сборного и раздаточного коллектора на максимальную температуру теплоносителя и потери давления в тепловыделяющей сборке. Определены оптимальные геометрические размеры и оптимальные параметры перфорации чехлов такой сборки. Однако даже при таких параметрах недогрев теплоносителя до температуры насыщения мал, а значит, может начаться процесс кипения теплоносителя. Для увеличения недогрева необходимо повышать давление в первом контуре реакторной установки.

Выполнена оценка нейтронно-физических характеристик модели ТВС МТ для

КЛТ-40С. Показана работоспособность реакторной установки КЛТ-40С при использовании топлива из микротвэлов и неизменных внешних габаритах по сравнению с традиционной сборкой.

Литература

1. Пономарев-Степной Н.Н., Кухаркин Н.Е., Хрулев А.А., Дегальцев Ю.Г. и др. Перспективы применения микротвэлов в ВВЭР // Атомная энергия. 1999. Т. 86, № 6. С. 443–449.

2. Саркисов А.А. Новое направление развития – ядерная энергетика малой мощности // Атомная энергия. 2011. Т. 111, № 5. С. 243–245.

3. Драгунов Ю.Г., Шишкин В.А., Гречко Г.И., Гольцов Е.Н. Малая ядерная энергетика: задачи и ответы // Атомная энергия. 2011. Т. 111, № 5. С. 294–297.

4. Mark Cooper Small modular reactors and the future of nuclear power in the United States // Energy Research & Social Science. 2014. No. 3. P. 161–177.

5. Сайт ОКБМ им. И.И. Африкантова http://www.okbm.nnov.ru/reactors#asmm (15.03.2018).

6. K. Shirvan, M. Kazimi, Superheated Water-Cooled Small Modular Underwater Reactor Concept, Nuclear Engineering and Technology (2016) http://dx.doi.org/10.1016/j.net.2016.06.003.

7. Lee K.H., Kim M.G, Lee J.I., Lee P.S. Recent advances in Ocean Nuclear Power Plants // Energies. 2015. Vol. 8. No. 10. P. 11470–11492.

8. Guangzhan Xu, Zhongning Sun, Xianke Meng, Xiaoning Zhang Flow boiling heat transfer in volumetrically heated packed bed // Annals of Nuclear Energy. 2014. No. 73. C. 330–338.

9. Nazari M., Vahid D.J., Saray R.K., Mahmoudi Y. Experimental investigation of heat transfer and second law analysis in a pebble bed channel with internal heat generation // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017. No. 114. C. 688–702.

10. Yu.V. Smorchkova, A.N. Varava, A.V. Dedov, A.V. Zakharenkov and A.T. Komov The experimental determination of the coefficient of hydraulic resistance of a perforated plate with a layer of balls adjoining to it // Journal of Physics: Conference Series, 2017, Vol. 891, Paper number 012038.

11. Авдеев А.А., Балунов Б.Ф., Рыбин Р.А., Созиев Р.И., Филиппов Г.А. Гидродинамическое сопротивление при течении двухфазной смеси в шаровой засыпке // ТВТ. 2003. Т. 41, 3. С. 432–438.

12. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992. С. 672.

13. Увеличение энергозапаса кассетной активной зоны реактора КЛТ-40С при переходе к топливной композиции на основе диоксида урана. Техническая справка. М.: РНЦ «Курчатовский институт», 2005. 19 с

Авторы публикации

Сморчкова Юлия Владимировна – ассистент кафедры «Общая физика и ядерный синтез» НИУ «МЭИ» (диссертант).

Авдонина Евгения Александровна – студент (магистр) кафедры «Общая физика и ядерный синтез» НИУ «МЭИ».

Дедов Алексей Викторович – чл.-корр. РАН, д-р техн. наук, заведующий кафедрой «Общая физика и ядерный синтез» НИУ «МЭИ».

References

1. Ponomarev-Stepnoj N.N., Kukharkin N.E., Khrulev A.A., Degol'tsev Yu.G. and etc. Prospects of coated fuel particle application in the wwer reactors // Atomic Energy, T.86, №6, 1999. P. 443–449.

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

2. Sarkisov A.A New Directions of Development - Small Power Capacity Nuclear Energy // Atomic Energy. 2011. T. 111. № 5. C. 243–245.

3. Dragunov Yu.G., Shishkin V.A., Grechko G.I., Goltsov E.N. Small and Medium-Sized Reactors in the Nuclear Power Industry - Goals and Objectives // Atomic Energy. 2011. T. 111. № 5. C. 294–297.

4. Mark Cooper Small modular reactors and the future of nuclear power in the United States // Energy Research & Social Science 3 (2014) 161–177

5. «Afrikantov OKBM» http://www.okbm.nnov.ru/reactors#asmm (15.03.2018)

6. K. Shirvan, M. Kazimi, Superheated Water-Cooled Small Modular Underwater Reactor Concept, Nuclear Engineering and Technology (2016) http://dx.doi.org/10.1016/j.net.2016.06.003

7. Lee K.H., Kim M.G, Lee J.I., Lee P.S. Recent advances in Ocean Nuclear Power Plants. // Energies. 2015. Vol. 8. № 10. P. 11470–11492.

8. Guangzhan Xu, Zhongning Sun, Xianke Meng, Xiaoning Zhang Flow boiling heat transfer in volumetrically heated packed bed // Annals of Nuclear Energy. № 73. 2014. P. 330–338.

9. Nazari M., Vahid D.J., Saray R.K., Mahmoudi Y. Experimental investigation of heat transfer and second law analysis in a pebble bed channel with internal heat generation // International Journal of Heat and Mass Transfer. № 114. 2017. C. 688–702.

10. Yu V Smorchkova, A N Varava, A V Dedov, A V Zakharenkov and A T Komov The experimental determination of the coefficient of hydraulic resistance of a perforated plate with a layer of balls adjoining to it // Journal of Physics: Conference Series, 2017, Volume 891, Paper number 012038.

11. Avdeev A.A., Soziev R.I., Filippov G.A., Balunov B.F., Rybin R.A. Hydrodynamic Drag under Conditions of Flow of a Two-Phase Mixture in a Pebble Bed // High Temperature. 2003. V. 41. No 3. P. 377–383

12. Idelchik I.E. Guide of hydraulic resistance. M.: Machinostroenie, 1992

13. The increase in the energy reserve of the cluster active zone of the KLT-40C reactor during the transition to a fuel composition based on uranium dioxide. Technical Reference. M.: RSC «Kurchatov Institute», 2005. 19 c

Authors of the publication

Yuliya V. Smorchkova – assistant of the Department of General Physics and Nuclear Fusion NRU "MPEI".

Evgeniya A. Avdonina – student (master) of the Department of General Physics and Nuclear Fusion NRU "MPEI".

Alex V. Dedov – member corr. RAS, Doctor of Technical Sciences, Head of the Department of General Physics and Nuclear Fusion NRU "MPEI".

Поступила в редакцию

20 апреля 2018 г.

УДК 536.24

ВЛИЯНИЕ ЧАСТОТЫ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРИОДОВ НА ТЕПЛООТДАЧУ НАСАДКИ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Ю.А. Кирсанов¹, Д.В. Макарушкин¹, А.Ю. Кирсанов²

¹Институт энергетики и перспективных технологий – структурное подразделение ФИЦ «Казанский научный центр РАН», г. Казань, Россия ²Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева, г. Казань, Россия

Резюме: Описан лабораторный стенд с регенеративным воздухоподогревателем, автоматизированной системой управления и измерения параметров воздушных потоков и насадки, предназначенный для исследования теплоотдачи пакета параллельных пластин в нестационарных условиях при разной длительности периодов. Разработана методика измерения нестационарной температуры потоков холодного и горячего теплоносителей с учетом инерционности термопар и методика измерения коэффициента теплоотдачи пластин. Показаны изменения во времени значений числа Нуссельта и тепловой нагрузки, передаваемой насадкой, за отдельные периоды. Полученные в опытах с пакетами пластин из разных материалов и толщин значения среднего за период числа Нуссельта обобщены критериальным уравнением, удобным для инженерных расчетов РВП с листовыми насадками различных типов.

Ключевые слова: лабораторный стенд, регенеративный воздухоподогреватель, нестационарные процессы, измерения, температура, теплоотдача, критериальное уравнение.

Благодарности: Работа выполнена по Договору о творческом сотрудничестве между КНИТУ-КАИ им. А.Н. Туполева и Казанским научным центром РАН № 7 от 28.01.2015 г.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-35-46

INFLUENCE OF THE SWITCHING PERIODS FREQUENCY ON THE THERMAL EMISSIVITY OF A REGENERATIVE AIR PREHEATER

Yu.A. Kirsaniov¹, D.V. Makarushkin¹, A.Yu. Kirsanov²

¹Institute of Power Engineering and Advanced Technologies – structural subdivision of the Federal Research Center ''Kazan Scientific Center of the Russian Academy of Sciences'', Kazan, Russia ²Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev

Kazan, Russia

Abstract: A laboratory stand with a regenerative air preheater, an automated control system and measurement of airflow parameters and a nozzle designed to study the heat transfer of a packet of parallel plates under non-stationary conditions for different periods is described. The technique of measuring the unsteady temperature of cold and hot coolant flows adjusted for inertia of the thermocouples and the method of measuring the heat transfer coefficient of plates. The time variations of the Nusselt number and the heat load transmitted by the nozzle for individual periods are shown. Obtained in experiments with the packages of plates of different materials and thickness values of the average Nusselt number for the period criterial generalized equation for convenient engineering calculations RAPH with leaf nozzles of various types.

Keywords: laboratory stand, regenerative air preheater, unsteady process, measurement, temperature, thermal emissivity, criterial equation.

Acknowledgments: The work was carried out under the Treaty on Creative Cooperation between the FSSEI HPE Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev and the FSBIS Kazan Scientific Center of Russian Academy of Sciences No. 7 of January 28, 2015.

Введение

Одной стоящих перед разработчиками ИЗ задач, регенеративных воздухоподогревателей (РВП), является оптимизация частоты переключения периодов, или частоты регенерации. В настоящее время теория РВП учитывает влияние этой величины на теплопередачу в РВП за счет влияния переходных термических процессов в насадке, следствием которых является изменение температуры насадки за цикл в виде петли гистерезиса: чем выше частота, тем уже петля гистерезиса и тем выше коэффициент теплопередачи [1-3]. При этом коэффициенты теплоотдачи поверхностей насадки считаются постоянными и равными их значениям в стационарных условиях [1; 2]. Однако известно, что нестационарный характер внешних условий качественно и количественно влияет на локальную теплоотдачу [4-6]. Поэтому осредненный за период коэффициент теплоотдачи насадки, который важен для расчетчиков и конструкторов РВП, становится зависимым, помимо прочих факторов, также и от длительности периодов, то есть от частоты регенерации [3; 7]. В настоящее время эта зависимость изучена недостаточно полно.

Работа посвящена экспериментальным исследованиям влияния длительности периодов на среднее за период значение коэффициента теплоотдачи поверхностей плоских пластин, равноотстоящих друг от друга и собранных в пакет, описанию лабораторного стенда, методики эксперимента и обработки данных.

Лабораторный стенд

Центральным элементом стенда является лабораторный РВП переключающегося типа. Стенд также содержит нагнетатели воздуха 1 (рис. 1), воздуховоды 2 с расходомерами 3, нагреватель 4, блок перемещения, систему автоматического управления (САУ) и автоматизированную систему измерения (АИС). Корпус РВП отформован из стеклопластика и имеет фланцевый разъем для монтажа внутри него исследуемой насадки в виде пакетов пластин, устанавливаемых во внутренней полости корпуса квадратного сечения 50×50 мм. Во входном и выходном патрубках корпуса установлены по три термопары 14, предназначенных для измерения нестационарных температур потоков воздуха на входе и выходе РВП, и штуцеры для измерения перепада давления (на рис. 1 не показаны). Помимо термопар 14 для измерения стационарных температур потоков перед рабочим участком предусмотрены штатные термометры 7. Расход воздуха измеряется с помощью сужающих устройств [8] с манометрами 8 и дифференциальными манометрами 9.

САУ предназначена для управления переключением потоков, то есть для периодического подключения РВП к патрубкам холодного и горячего воздуховодов. Управление осуществляется контроллером и электроприводами 6 и 12. Тяговый двигатель 12 перемещает РВП по направляющим 10 до оси того или иного воздуховода. В крайнем положении срабатывает концевой выключатель, сигнал от которого поступает на

© Ю.А. Кирсанов, Д.В. Макарушкин, А.Ю. Кирсанов

контроллер, включающий через полевой транзистор прижимной двигатель 6. Последний с помощью стакана 11 прижимает торец корпуса рабочего участка к патрубку воздуховода. Через заданное время, устанавливаемое предварительно оператором, контроллер подает управляющий сигнал на прижимной двигатель 6, который возвращается в исходное состояние, освобождая рабочий участок. Под действием пружин каретки (на рис. 1 не показаны) рабочий участок отжимается от патрубка воздуховода, и в этот момент контроллер подает управляющий сигнал на тяговый двигатель, который через тягу 13 перемещает каретку в другое крайнее положение – напротив патрубка другого воздуховода. Происходит срабатывание другого концевого выключателя, и все операции повторяются. Прижимные стаканы 11 имеют отверстия для свободного выхода воздуха из рабочего участка. Для исключения присосов к патрубкам воздуховодов приклеены эластичные прокладки из силиконовой резины, к которым прижимаются торцы рабочего участка.



Рис. 1. Схема стенда

1 – нагнетатели; 2 – воздуховоды; 3 – расходомеры; 4 – электронагреватель; 5 – РВП; 6 и 12 – электроприводы; 7 – термометры; 8 – манометры; 9 – дифференциальные манометры;
 10 – направляющие; 11 – прижимные стаканы; 13 – тяга; 14 – термопары

АИС включает в себя персональный компьютер (ПК) и устройство ввода-вывода фирмы *National Instruments PCI*-6251, подключаемое к *PCI*-шине ПК [9]. Для создания программного обеспечения АИС использована среда графического программирования *LabVIEW* (Номер лицензионного соглашения: 777455-03. Серийный номер: M71X16236). Регистрация показаний термопар, давлений и перепадов давления (в Мв) на манометрах 8, 9 и РВП производилась с точностью до четвёртого знака после запятой с интервалом 0,02 с.

Параметры, регистрируемые АИС: температура потоков на обоих патрубках рабочего участка, температура пластины на ее концах и в средней части, перепады давления на расходомерах и РВП. Перевод показаний из мВ соответственно в градусы и кгс/м² осуществлялся по индивидуальным калибровочным характеристикам термопар и датчиков давления. Показания барометра, штатных термометров и психрометра снимались «вручную». Температуры потоков и пластин измерялись ХК термопарами диаметром 0,2 мм. Спаи сваривались контактной сваркой. В пластинах делались канавки для укладки

термопар, которые после приварки спаев к пластине закрывались эпоксидной смолой заподлицо с поверхностью пластины.

Размеры исследуемых пластин: ширина 50 мм, длина 100 мм. Характеристики пакетов пластин даны в таблице.

Таблина

Материал	Количество	Толщина δ_w ,	Шаг	Эквивалентный	Macca		
	пластин	ММ	h , мм	диаметр $d_{\mathfrak{I}}$, мм	M, кг		
AISI-430	31	0,5	1,5	2,11	0,5795		
	25	1	2	1,89	0,9104		
	13	1	4	5,02	0,4734		
	13	2	4	3,32	0,9453		
12X18P10E	31	0,5	1,5	2,11	0,5776		
АМц	30	0,5	1,55	2,21	0,1906		

Массо-габаритные показатели пакетов пластинчатых насалок

Для изучения влияния свободной конвекции на теплоотдачу опыты проводились при вертикальном и горизонтальном положении пластин в пакете.

Методика измерения коэффициента теплоотдачи

Коэффициент теплоотдачи поверхности насадки в отдельном периоде находится по формуле

$$\alpha = \frac{Q}{F_w \left(\overline{T}_f - \overline{T}_w\right)},\tag{1}$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²К); *О* – тепловая нагрузка, передаваемая через насадку от горячего теплоносителя холодному, Вт; F_w – полная поверхность насадки, м²; $\overline{T}_{f} = (T_{f} - T_{f})/2$ – средняя температура теплоносителя, °C; T_{f} и T_{f} – температуры теплоносителя на входе и выходе рабочего участка в рассматриваемом периоде, °C; \overline{T}_w – средняя температура насадки, °С.

Тепловая нагрузка, передаваемая насадкой в текущий момент времени,

$$Q_w = M_w c_w \frac{dT_w}{d\tau}.$$
 (2)

Здесь M_w – масса насадки, кг; c_w - удельная теплоемкость насадки, Дж/(кг К); T_w – средняя температура насадки, К.

Средние за период коэффициенты теплоотдачи в холодном и горячем периодах цикла находятся так же по формуле (1), где

$$Q \equiv Q_w = M_w c_w \left| T_w (\tau = 0) - T_w (\tau = \tau_p) \right| / \tau_p .$$
(3)

Здесь $T_w(\tau = 0)$ и $T_w(\tau = \tau_n)$ – температура пластин в начале и конце периода соответственно, °С.

Измерение температур потоков

Результаты прямых измерений температур пластин и теплоносителей за цикл в одном из опытов показаны значками на рис. 2. Обращает на себя внимание разный характер зависимости от времени температур пластин и теплоносителей: если первые изменяются почти линейно, то для теплоносителей более подходит экспоненциальный закон с резким изменением в начале периода. В условиях резкого изменения температур потоков,
омывающих термопары, показания АИС содержат погрешность, обусловленную инерционностью термопар. Эта погрешность должна учитываться, прежде всего, в начальный отрезок времени (переходный период) длительностью τ_{rel} , в течение которого происходит наиболее резкое изменение температуры.



Рис. 2. Изменения за цикл температур в опыте с пластинами толщиной 0,5 мм и периодом, длительностью $\tau_p \approx 2,5$ с: *1-6* – пластины; *7-14* – теплоносителей; *7, 8, 9, 10* – на входе в рабочий участок; *11, 12, 13, 14* – на выходе из рабочего участка; значки *1, 3, 5, 7, 9, 11 и 13* – результаты

прямых измерений АИС; линии 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14 – расчеты по уравнениям регрессии (13) и (14).

Согласно методике измерения нестационарных температур потоков [10–13] поправка на инерционность термодатчика находится из решения уравнения теплопроводности для спая термопары [11]:

$$d\theta/dt + \theta/t_* = \theta_f/t_*, \qquad (4)$$

где $\theta = (T - T_{\infty})/T_*$; $t = \tau/\tau_p$; T – температура спая, К; T_{∞} - температура теплоносителя в конце переходного периода, К; $T_* = (T_{\max} - T_{\min})/2$ – масштаб температуры, К; T_{\max} и T_{\min} – максимальная и минимальная температуры, соответственно, горячего и холодного потоков, К; τ – время от начала периода, с; τ_p – длительность рабочего периода, с; $\tau_* = \rho c V/(\alpha F)$ – характерное время термопары, с; ρ и *c* – плотность, кг/м³; *F* и *V* – площадь поверхности, м², и объем, м³, спая.

Коэффициент теплоотдачи спая термопары, необходимый для вычисления характерного времени термопары т*, вычислялся по формулам [14]:

$$\alpha = \operatorname{Nu}_l \lambda_f / l,$$

где
$$\operatorname{Nu}_{l} = \operatorname{Nu}_{l,\min} + \sqrt{\operatorname{Nu}_{lam}^{2} + \operatorname{Nu}_{tur}^{2}};$$
 $\operatorname{Nu}_{l,\min} = \begin{cases} 0,3 - \text{для цилиндра,} \\ 2 - \text{для шара;} \end{cases}$

$$\operatorname{Nu}_{lam} = 0,664 \operatorname{Re}_{l}^{0,5} \operatorname{Pr}_{f}^{1/3}; \qquad \operatorname{Nu}_{tur} = \frac{0,337 \operatorname{Re}_{l}^{0,8} \operatorname{Pr}_{f}}{1 + 2,443 \operatorname{Re}_{l}^{-0,1} \left(\operatorname{Pr}_{f}^{2/3} - 1 \right)}; \qquad \operatorname{Re}_{l} = w_{f} l / v_{f};$$

$$l = \begin{cases} d_{tc} \pi/2 & -\text{для цилиндра,} \\ d_{tc} & -\text{для шара;} \end{cases}$$
 Pr = v_f / a_f ; λ , v_f и a_f – коэффициенты,

соответственно, теплопроводности, Вт/(м К), кинематической вязкости, м²/с, и температуропроводности, м²/с, воздуха в месте установки термопар.

Теплофизические свойства спаев термопар рассчитывались в предположении равенства объемных долей металлов [15–17]: ρ = 8800 кг/м³; c = 424 Дж/(кг К).

Общее решение обыкновенного дифференциального уравнения (4) [18]:

$$\theta(t) = \theta_0 \exp(-t/t_*) + \frac{1}{t_*} \int_0^t \theta_f(\eta) \exp\left(\frac{\eta - t}{t_*}\right) d\eta .$$
(5)

Конкретное решение уравнения зависит от функции $\theta_f(t)$, определяющей истинную (искомую) зависимость температуры потока от времени. Непротиворечивый и монотонный характер поведения расчетной температуры потока получается при использовании экспоненциальной функции:

$$\theta_f(t) = \exp(a_0 + a_1 t). \tag{6}$$

Искомые коэффициенты a_0 и a_1 находятся из сопоставления решения (5) с уравнением регрессии, аппроксимирующим показания термопар $\theta_{tp}(t)$:

$$\theta_{tp}(t) = \sum_{l=0}^{k} b_l t^l , \qquad (7)$$

где *b*_l – коэффициенты регрессии.

Интегрирование уравнения (5) после подстановки функции (6) дает выражение для расчетной температуры термопары:

$$\theta(t) = \theta_0 \exp(-t/t_*) + \exp(a_0) [\exp(a_1 t) - \exp(-t/t_*)] / (1 + a_1 t_*).$$
(8)

Для нахождения неизвестных a_0 и a_1 задаются два условия: равенство темпов изменения показаний термопары и ее расчетных значений в начале периода:

$$\frac{d\Theta_{tp}(0)}{dt} = \frac{d\Theta(0)}{dt}$$
(9)

и равенство средних за период температур:

$$\int_{0}^{1} \Theta_{tp}(t) dt = \int_{0}^{1} \Theta(t) dt .$$
 (10)

Из условий (9) и (10) следуют уравнения, совместное решение которых дает искомые значения коэффициентов a_0 и a_1 :

$$a_0 = \ln(\theta_0 + b_1 t_*). \tag{11}$$

$$\theta_0 t * \left[1 - \exp(-1/t_*) \right] + \frac{\exp(a_0)}{1 + a_1 t_*} \left\{ \frac{\exp(a_1) - 1}{a_1} - t_* \left[1 - \exp(-1/t_*) \right] \right\} = \overline{\theta} , \qquad (12)$$

где $\overline{\theta}$ – средняя за период относительная температура потока.

Значения температур теплоносителей после корректировки показаний входных и выходных термопар на инерционность определяются выражением:

$$\theta_f = \theta_\infty \pm \exp(a_0 + a_1 t) + \sum_{l=0}^{k_f} c_l t^l , \qquad (13)$$

где $\theta_{\infty} = (T_{\infty} - T_{\min})/T_*$; знаки «+» и «-» соответствуют холодному и горячему периодам, соответственно; c_l – коэффициенты полинома, определяющего температуру потока после переходного процесса.

Показания термопар, измеряющих температуру пластин, обобщены полиномиальным уравнением регрессии:

$$\theta_w = \sum_{l=0}^{k_w} d_l t^l . \tag{14}$$

Уравнения (13) и (14) показаны на рис. 2 сплошными линиями.

При аппроксимации опытных значений T_w порядок полинома (14) брался равным

 $k_w = 2$ в опытах с самым коротким периодом и $k_w = 3$ в остальных.

Результаты и их обсуждение

А. Текущие значения коэффициентов теплоотдачи насадки

Текущие значения тепловой нагрузки в отдельном опыте, полученные по формуле (2), показаны на рис. 3. Максимальное расхождение значений Q_w в холодном и горячем периодах одного из опытов составило ± 2 %. Близость линий *1* и 2 на рис. 3 говорит об удовлетворительном соблюдении теплового баланса между периодами.

Рассчитанные по формуле (1) значения текущих коэффициентов теплоотдачи представлены на рис. 4. Характер зависимости коэффициента теплоотдачи от времени качественно согласуется с классическими представлениями [4], объясняющими такое поведение коэффициента теплоотдачи нарастанием во времени толщины пограничного слоя, стремящейся к установившемуся значению. Подобный характер изменения теплоотдачи пластины описывается и теоретическими исследованиями при скачкообразном изменении температуры теплоносителя [5; 6].



Рис. 3. Тепловая нагрузка, передаваемая насадкой, в опытах с пластинами толщиной 1 мм и с $\operatorname{Re}_{cold} \approx 1270$, $\operatorname{Re}_{hot} \approx 1240$; $I - \tau_p \approx 2.5$ с;

Рис. 4. Изменения числа Нуссельта за период в опытах, представленных на рис. 3. *3* – Nu_{st} [уравнение (14)]

2 –
т $_p \approx 10$ с; сплошные линии – холодный

период, пунктирные – горячий период

Из рис. 4 следует, что, во-первых, сокращение длительности периодов способствует интенсификации теплоотдачи теплоносителей с насадкой, и, во-вторых, значения числа Нуссельта, рекомендованные для стационарных условий теплообмена [19]

Nu_{st} = 1,85 (Re Pr
$$d_{2}/l$$
)^{1/3}, (14)

находятся ниже полученных опытных значений числа Нуссельта.

Б. Средние за период значения коэффициентов теплоотдачи насадки

Произведена обработка результатов прямых измерений 198 опытов, выполненных с представленными в таблице пакетами пластин. В результате обработки по описанным выше

методикам измерения температур потоков теплоносителей и коэффициента теплоотдачи получено 396 средних за период значений чисел Нуссельта Nu.

Полученные значения Nu представлены на рис. 5. На рис. 5,*a* в логарифмических координатах показаны значения Nu в зависимости от Re. Значки соответствуют отдельным опытам, и линии – аппроксимирующим их зависимостям Nu = f(Re) при конкретных значениях τ_p : темные значки и сплошные линии соответствуют холодным периодам, а светлые значки и пунктирные линии – горячим периодам. Расслоение линий на рис. 5,*a* свидетельствует о существовании зависимости Nu от τ_p И подтверждает вывод, сделанный выше, об интенсификации теплоотдачи по мере сокращения длительности периодов τ_p .

На следующем этапе полученный массив средних чисел Нуссельта был обобщен уравнением вида Nu/(Pr d_3/l)^{1/3} = $f(\text{Re, Gr, }v_f/v_w, \text{Fo})$. Выбор определяющих чисел подобия обусловлен необходимостью учесть влияние на теплоотдачу таких факторов, как: режим течения теплоносителей (Re), вклад свободной конвекции (Gr), неизотермичность потоков теплоносителей (v_f/v_w) и неизотермичность насадки, учитываемая числом Фурье Fo = $4a_w\tau_p/\delta_w^2$, представляющим собой отношение длительности периода ко времени прохождения фронта температурной волны половины толщины пластины. Определяющие числа подобия в опытах изменялись в диапазонах: $522 \le \text{Re} \le 5771$, $87 \le \text{Gr} \cdot 10^{-3} \le 656$; $0,801 \le v_f/v_w \le 1,185$; $15,4 \le \text{Fo} \le 21940$.



a) Nu = f(Re) при длительностях периодов $\tau_p: I - 40$ с; 2 - 20 с; 3 - 10 с; 4 - 5 с; 5 - 2,5 *с*; *б)* результаты обобщения значений Nu уравнением регрессии (15)

Регрессионный анализ показал несущественное влияние числа Грасгофа Gr и отношения v_f / v_w на Nu/(Pr d_3/l)^{1/3}. Поэтому уравнение регрессии, обобщающее зависимость среднего за период числа Нуссельта от определяющих чисел подобия, приняло вид:

Nu/(Pr
$$d_{9}/l$$
)^{1/3} = 3,33 Re^{0,338} (10³/Fo)^{0,062}. (15)

© Ю.А. Кирсанов, Д.В. Макарушкин, А.Ю. Кирсанов

Уравнению (15) соответствует линия на рис. 5, б. Коэффициент корреляции точек и линии составляет 0,932, а среднее квадратическое отклонение отдельных точек менее 6 %.

Критериальное уравнение (15) применимо только к насадке из гладких пластин. Однако его отношение к уравнению (14):

$$Nu/Nu_{st} = 1.8 \left(10^3 / Fo \right)^{0.062}$$
(16)

в первом приближении может быть распространено, по нашему мнению, и на другие листовые насадки, если под Nu_{st} понимать критериальное уравнение теплоотдачи для конкретной насадки в стационарных условиях. Диапазон чисел подобия, в котором применимо уравнение (16), составляет: $522 \le \text{Re} \le 5771$; $15,4 \le \text{Fo} \le 21940$.

В регенеративных воздухоподогревателях, например типа РВП-54, со стальными насадками из листов толщиной 0,5 (в горячей части) и 1 мм (в холодной части), при частоте вращения ротора от 1,5 до 3 об/мин число Фурье изменяется в пределах, примерно, от 2000 до 20000, а отношение Nu/Nu $_{st}$, согласно уравнению (16), может принимать значения в пределах от 1,5 до 1,72. Отсюда следует, что в условиях нестационарных тепловых процессов, протекающих в промышленных РВП, теплоотдача протекает в 1,5 и более раза интенсивнее, чем это предсказывают классические уравнения теплоотдачи для стационарных условий теплообмена.

Недооценка интенсивности теплоотдачи насадки РВП может отрицательно сказаться как на расчетах теплопередающей способности аппарата, так и на определении минимальной температуры подогрева воздуха в калорифере, при которой предотвращается конденсация содержащихся в дымовых газах паров тех или иных веществ, в первую очередь – паров серной кислоты. Поэтому уточнение значений коэффициентов теплоотдачи в РВП позволяет точнее оценивать диапазон изменений температуры насадки, что особенно актуально для парогенераторов, работающих на серосодержащих топливах – мазуте и каменном угле.

Выводы

1. Разработан автоматизированный стенд для исследований теплоотдачи пластин в течение коротких периодов разной длительности.

 Применительно к условиям опытов разработана методика измерения нестационарных температур воздушных потоков с учетом инерционности термопар и методика измерения текущих и средних за период значений коэффициентов теплоотдачи поверхности пластин.

3. Получены зависимости текущих значений чисел Нуссельта в относительно коротких периодах, подтверждающие результаты известных теоретических и экспериментальных исследований.

4. Измерены и обобщены критериальным уравнением, удобным для инженерных расчетов, средние за период значения числа Нуссельта в короткие периоды времени для гладких пластин.

5. Предложено критериальное уравнение (16) для средней за период теплоотдачи листовых насадок различных типов в кратковременных процессах, применимое в диапазоне определяющих чисел подобия: $522 \le \text{Re} \le 5771$ и $15,4 \le \text{Fo} \le 21940$.

Литература

1. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе / Пер с нем. И.Н. Дулькина. М.: Энергоиздат, 1981. 384 с.

2. Воздухоподогреватели котельных установок / Т.С. Добряков, В.К. Мигай, В.С. Назаренко, И.И. Надыров, И.И. Федоров. Л.: Энергия, 1977. 184 с.

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

3. Кирсанов Ю.А. Циклические тепловые процессы и теория теплопроводности в регенеративных воздухоподогревателях. М.: Физматлит, 2007. 240 с.

4. Кошкин В.К., Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Нестационарный теплообмен. М.: Машиностроение, 1973. 328 с.

5. Виленский В. Д. Нестационарный конвективный теплообмен при внешнем обтекании тел. ТВТ. 1974. Том 12, №5. С. 1091–1104.

6. Padet J. Transient convective heat transfer. J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng. 2005. Vol.27, n.1, pp.74-95.

7. Кирсанов Ю.А. Влияние нестационарности на теплоотдачу в регенеративном воздухоподогревателе // Изв. вузов. Авиационная техника. 2003. № 1. С. 31–34.

8. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества. Л.: Машиностроение, 1975. 776 с.

9. Кирсанов Ю.А., Кирсанов А.Ю., Юдахин А.Е. Измерение времени тепловой релаксации и демпфирования температуры в твердом теле // Теплофизика высоких температур, 2017. Т. 55, № 1, С. 122–128.

10. Ярышев Н.А. Теоретические основы измерения нестационарной температуры. Л.: Энергоатомиздат, 1990. 256 с.

11. Ahtmann M., von Wolfersdorf J., Meyer G. Application of the Transient Heat Transfer Measurement Technique in a Low Aspect Ratio Pin Fin Cooling Channel. ASME. J. Turbomach. 2015. 137 (12).

12. Bernhard F. Technische Temperaturmessung, Springer-Verlag, Berlin. 2004.

13. Garnier B, Lanzetta F. In situ realization/characterization of temperature and heat flux sensors. Advanced Spring School « Thermal Measurements & Inverse techniques », Domaine de Françon, Biarritz, March 1–6. 2015.

14. Справочник по теплообменникам: В 2 т. Т. 1. / Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.

15. Физические величины: Справочник / А.П. Бабичев, Н.А. Бабушкина, А.М. Братковский и др.; Под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.

16. Таблицы физических величин. Справочник / Под ред. акад. И.К. Кикоина. М.: Атомиздат, 1976. 1008 с.

17. Никонов Н.В. Термопары. Типы, характеристики, конструкции, производство. М.: ООО «МТК Метотехника», 2015. 62 с.

18. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям.М.: Наука, 1971. 576 с.

19. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.

Авторы публикации

Кирсанов Юрий Анатольевич – д-р техн. наук, доцент, ведущий научный сотрудник Института энергетики и перспективных технологий – структурного подразделения ФИЦ «Казанский научный центр Российской академии наук». E-mail: kirsanov-yury@mail.ru.

Макарушкин Данила Витальевич – аспирант Института энергетики и перспективных технологий – структурного подразделения ФИЦ «Казанский научный центр Российской академии наук». E-mail: atpp.danila@mail.ru.

Кирсанов Александр Юрьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Радиоэлектроника и информационно-измерительная техника» Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева (КНИТУ-КАИ). E-mail: akirsanov@list.ru.

References

1. Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom. Dr.-Ing. E.h. Helmuth Hausen em. Professor der Technischen Universität Hannover. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 1976.

2. Air preheaters of boiler plants / Dobryakov T.S., Migai V.K., Nazarenko V.S., Nadyrov I.I., Fedorov I.I. - Leninrgad: Energia, 1977. 184 p.

3. Kirsanov Yu.A. Cyclic thermal processes and the theory of thermal conductivity in regenerative air preheaters. Moscow: Fizmatlit, 2007. 240 p.

4. Koshkin V.K., Kalinin E.K., Dreitzer G.A., Yarkho S.A. Non-stationary heat transfer. Moscow: Mechanical Engineering, 1973. 328 p.

5. Vilensky V.D. Non-stationary convective heat exchange with external flow past bodies. // High Temperature. Vol. 12. No. 5. 1974.

6. Padet J. Transient convective heat transfer. J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng. 2005. Vol.27. No.1. P.74-95.

7. Kirsanov Yu.A. Influence of Nonstationarity on Heat Transfer in the Regenerative Air Heater // Russian Aeronautics. 2003. No 1.

8. Kremlevsky P.P. Flowmeters and quantity counters. - Leningrad: Mashinostroenie, 1975. 776 p.

9. Kirsanov Yu.A., Kirsanov A.Yu., Yudakhin A.E. Measurement of Thermal Relaxation and Temperature Damping Time in Solid // High Temperature. 2017. Vol. 55. No. 1. P. 114–11.

10. Yaryshev N.A. Theoretical basis for measuring unsteady temperature. – Leningrad: Energoatomizdat, 1990. 256 c.

11. Ahtmann M., von Wolfersdorf J., Meyer G. Application of the Transient Heat Transfer Measurement Technique in a Low Aspect Ratio Pin Fin Cooling Channel. ASME. J. Turbomach. 2015. 137 (12).

12. Bernhard, F. Technische Temperaturmessung, Springer-Verlag, Berlin. 2004.

13. B Garnier, F Lanzetta. In situ realization/characterization of temperature and heat flux sensors. Advanced Spring School «Thermal Measurements & Inverse techniques ». Domaine de Françon. Biarritz. March 1-6. 2015.

14. Heat Exchanger Design Handbook. V. 1. Heat Exchanger Theory / Contr. D.B. Spalding, J. Taborek. – Hemisphere Publishing Corp. 1983.

15. Physical quantities: Handbook. / A.P. Babichev, N.A. Babushkina, A.M. Bratkovsky and others; Ed. I.S. Grigorieva, E.Z. Meilikhova. - Moscow: Energoatomizdat, 1991. 1232 p.

16. Tables of physical quantities. Handbook. Ed. I.K. Kikoin. - Moscow: Atomizdat, 1976. 1008 p.

17. Nikonov N.V. Thermocouples. Types, characteristics, designs, production. – Moscow: MTK Metotechnika LLC, 2015. 62 p.

18. E. Kamke, Differential Gleichungen Lösungsmethoden und Lösungen. I. Gewöhnlche Differentialgleichungen. Leipzig, 1959.

19. Kutateladze S.S. Heat Transfer and Hydrodynamic Resistance: A Reference Manual. – Moscow: Energoatomizdat, 1990. 367 p.

Authors of the publication

Kirsanov Yuriy Anatol'evich – doctor of technical sciences, docent, leading researcher of Institute of Power Engineering and Advanced Technologies – structural subdivision of the Federal Research Center "Kazan Scientific Center of the Russian Academy of Sciences". E-mail: kirsanov-yury@mail.ru.

Makarushkin Danila Vital'evich – postgraduate student of Institute of Power Engineering and Advanced Technologies – structural subdivision of the Federal Research Center "Kazan Scientific Center of the Russian Academy of Sciences". E-mail: atpp.danila@mail.ru.

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7–8

Kirsanov Alexander Yur'evich – PhD, docent of a department of "Electronics and information-measuring equipment" of Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev. E-mail: akirsanov@list.ru.

Поступила в редакцию

18 мая 2018 г.

УДК 620.9

ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ РЕАКТОРНОГО БЛОКА УСТАНОВКИ С ТВЕРДЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

А.А. Селиванов¹, О.В. Афанасьева², *А.Н. Мракин¹, Г.К. Жанаев¹, А.Ю. Камаев¹

¹Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А., г. Саратов, Россия ²Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия *ORCID: http://orcid.org/0000-0002-3982-9735, anton1987.87@mail.ru

Резюме: В статье рассматриваются вопросы оптимизации технологических параметров взаимного функционирования системы аппаратов установки полукоксования сланца с твердым (зольным) теплоносителем (УТТ).

Ключевые слова: горючий сланец, полукоксование, оптимизация, моделирование, реактор.

Благодарности: Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта №17-08-00295 «А».

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-47-54

THE OPTIMIZATION OF THE REACTOR BLOCK OPERATING PARAMETERS OF UNIT WITH A SOLID HEATING AGENT

A.A. Selivanov¹, O.V. Afanaseva², *A.N. Mrakin¹, G.K. Zhanaev¹, A.Yu. Kamaev¹

¹Gagarin Yu.A. Saratov State Technical University, Saratov, Russia ²Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia *ORCID: http://orcid.org/0000-0002-3982-9735, anton1987.87@mail.ru

Abstract: In the article the questions of optimization of technological parameters of mutual functioning of the system of apparatuses of the reactor block of semi-coking of slate with a solid heating agent (UTT) are considered.

Keywords: oil shale, semi-coking, optimization, modeling, reactor.

Acknowledgments: The study was carried out with the financial support of the Russian Foundation for Basic Research in the framework of the scientific project No. 17-08-00295 "A".

Введение

Эффективность сланцеперерабатывающего комплекса (СПК) на базе УТТ [1–3] определяется величиной прибыли, полученной путем реализации товарной продукции. Выделение спектра конечной продукции обусловлено работой отделения конденсации парогазовой смеси (ПГС), которое включает в себя стандартные тепло-, массообменные устройства. При этом главным фактором, определяющим количественные и качественные параметры продукции, а следовательно, и величину прибыли является состав ПГС.

Особенности пребывания и взаимодействия горючего сланца и теплоносителя в реакторном блоке определяют соотношения продуктов полукоксования в составе ПГС. Поэтому эффективность работы установки будет, в основном, зависеть от условий взаимодействия аппаратов блока УТТ: основных – реактор полукоксования и аэрофонтанная топка, а также вспомогательного оборудования – зольный воздухоподогреватель, барабанная сушилка и котел-утилизатор. Их массогабаритные характеристики определяются величинами входящих и выходящих материальных и тепловых потоков.

На сегодняшний день в России используется методика оценки инвестиционных проектов UNIDO [4; 5]. Она включает в себя следующий ряд показателей: чистый дисконтированный доход (ЧДД); внутренняя норма доходности (ВНД); индекс доходности (ИД); срок окупаемости.

ЧДД характеризует превышение суммарных финансовых поступлений над суммарными затратами для рассматриваемого проекта с учетом неравноценности эффектов, относящихся к различным временным интервалам:

Э_{инт} = ЧДД =
$$\sum_{t=0}^{T} (R_t - 3_t) \cdot \frac{1}{(1+E)^t} - K$$
, (1)

где R_t – доход, достигаемый на *t*-м шаге, руб.; 3_t – затраты, полученные на *t*-м шаге, руб.; *T* – продолжительность расчетного периода (горизонт расчета), лет; *t* – номер шага расчета, определяемый с учетом срока проектирования, строительства, выход на номинальную производительность и период функционирования оборудования; *E* – норма дисконта, равная приемлемой для инвестора норме дохода на капитал, 1/год; *K* – сумма капитальных затрат с учетом дисконтирования, руб.; $\alpha_t = \frac{1}{(1+E)^t}$ – коэффициент дисконтирования.

Теоретические основы и результаты

В данной работе основная часть исследований базируется на созданном математическом описании внутренних процессов [6; 7] и программно реализованной модели [8] для расчета и оптимизации характеристик СПК.

Комплексный подход при решении таких задач позволяет исследовать влияние данных показателей на всю взаимодействующую систему аппаратов реакторного блока. Наиболее целесообразным критерием оптимальности в данном случае является величина прироста интегрального эффекта за рассматриваемый период функционирования оборудования УТТ:

$$\Delta \mathfrak{B}_{\text{инт}} = \mathfrak{B}_{\text{инт}1} - \mathfrak{B}_{\text{инт}2} = \sum_{t=0}^{T} \left((R_{t1} - 3_{t1}) - (R_{t2} - 3_{t2}) \right) \alpha_t - \sum_{t=0}^{T} (K_{t1} - K_{t2}) , \qquad (2)$$

где $\Im_{инт1}$, $\Im_{инт2}$ – эффекты, достигаемые при реализации проекта для двух сопоставляемых вариантов, руб.; T – горизонт расчета, для СПК составляет 15 лет; K_{t1} , K_{t2} – капитальные затраты для рассматриваемых вариантов (без дисконтирования), руб.

Основным критерием при использовании данного показателя является постоянство выработки конечной продукции. В данном случае в качестве сопоставляющего фактора принят одинаковый, для рассматриваемых конфигураций схем и параметров, выход ПГС после барабанного реактора. Применение данного критерия сопоставления объясняется, исходя из следующих соображений:

– состав ПГС, полученный в исследуемом температурном диапазоне ($t_{nk} = 492 \div 502$ °C и $t_3 = 618 \div 750$ °C) [4], различается незначительно;

 – равенство количества и состава ПГС позволяет не рассматривать капитальные и эксплуатационные затраты на отделение конденсации и выделение конечных продуктов;

 изменение технологических параметров внутри реакторного блока может быть легко компенсировано увеличением расхода исходного горючего сланца. Поэтому выражение (2) будет иметь вид

$$\Delta \Theta_{\rm HHT} = \Delta \Theta_{\Sigma} - \Delta K \,, \tag{3}$$

где $\Delta 3_{\Sigma}$ – изменение эксплуатационных (текущих) затрат на выделение парогазовой смеси из горючего сланца, руб.; ΔK – изменение капитальных вложений в УТТ, руб.

Комплексная многопараметрическая оптимизация массогабаритных характеристик и особенностей взаимодействия аппаратов блока полукоксования УТТ подразумевает влияние оптимизируемых технологических параметров на минимальное значение дисконтированных затрат согласно (3). Для определения количества оптимизируемых параметров необходим подробный анализ функционирования реакторного отделения, принципиальная схема внутренних материальных потоков которого показана на рис. 1.



Рис.1. Принципиальная технологическая схема УТТ: І – исходный сланец; ІІ – сухой сланец; ІІІ – сланцевый полукокс; ІV – зольный теплоноситель; V – дымовые газы; VI – зольный остаток; VII – подогретый воздух; VIII – ПГС от полукоксования; IX – питательная вода в котелутилизатор (КУ); X – водяной пар из КУ; XI – электроэнергия из стороннего источника ------ условная граница реакторного блока

Основным технологическим потоком блока УТТ является исходный карьерный сланец І. Выходящими материальными потоками являются: ПГС от полукоксования сланца VIII, передаваемая в отделение конденсации и выделения конечных продуктов; зольный остаток IV, также являющийся конечным сырьем для нужд дорожного строительства и водяной пар VI, получаемый в котле-утилизаторе. Все остальные материальные потоки являются внутренними и обеспечивают получение ПГС с наилучшими показателями в результате полукоксования сланца.

Основным аппаратом схемы является непосредственно барабанный реактор полукоксования [9]. Его размеры определяются расходными и качественными показателями сланца и зольного теплоносителя. При принятой нагрузке по горючему сланцу необходимо определиться с расчетным содержанием УОМ, в первом приближении и с остаточным углеродом в полукоксе, степенью заполнения барабана смесью сланца и зольного теплоносителя, определяемой кратностью циркуляции, с температурой зольного теплоносителя. Все эти показатели влияют на габаритные характеристики барабанного реактора и зависят от результатов расчета динамики тепло- и массообмена и выделения ПГС на основе кинетических констант скоростей реакций и температурного уровня процесса.

Остаточный углерод в сланцевом полукоксе на выходе из реактора является, по существу, наиболее важным показателем условий работы технологической топки (АФТ). Чем больше остаточного углерода в конечном полукоксе, тем выше температурный уровень продуктов после АФТ, что, в свою очередь, влияет на количество зольного теплоносителя в самом реакторе. На температуру выгорания углерода полукокса в АФТ также оказывает влияние температура воздуха, подогретого в зольном теплообменнике, которая, в свою очередь, зависит от температуры мелкодисперсной золы после зольных циклонов и от принятого расхода окислителя по отношению к теоретическому расходу для процесса полного догорания углерода. При этом максимальная температура догорания полукокса в топке имеет ограничение, связанное с температурой размягчения золы. Такой анализ влияющих факторов указывает на необходимость оптимизации температуры продуктов на выходе из АФТ и связанных с этим показателем остаточного углерода полукокса, количества окислителя в АФТ и температуры подогрева воздуха в зольном теплообменнике. На основе решения многопараметрических зависимостей определяются оптимальные массогабаритные характеристики аппаратов схемы УТТ и оптимальный выход ПГС.

Таким образом, оптимизируемыми параметрами, определяющими совместную работу всех узлов реакторного блока УТТ, являются: 1) остаточный углерод в полукоксе φ_C ; температура воздуха на входе в АФТ, $t_{\rm B}$, и коэффициент расхода воздуха α . Задача поиска оптимальных характеристик работы оборудования и параметров блока УТТ может быть записана на основе подхода, изложенного в работе [10], в следующем виде:

$$\begin{cases} 3 = f(\varphi_c; t_{\rm B}; \alpha) \rightarrow \min \\ 4\% \le \varphi_c \le 10\% \\ 400 \quad ^{\rm o}{\rm C} \le t_{\rm B} \le 600 \quad ^{\rm o}{\rm C} \\ 1,4 \le \alpha \le 2 \end{cases}$$

$$(4)$$

Величина доверительных интервалов для остаточного углерода полукокса φ_c и температуры воздуха t_B обусловлена действующими показателями работы оборудования на установках УТТ. Повышение количества остаточного углерода в сланцевом полукоксе выше 10% приведет к достижению температур размягчения золы при его дожигании в АФТ. Повышенные значения α приводит к снижению температуры в основном объеме АФТ, за счет увеличения затрат теплоты на нагрев воздуха, и увеличению кратности циркуляции зольного теплоносителя при условии поддержания оптимального температурного уровня процесса полукоксования. Все это приводит к увеличению расчетных габаритных характеристик оборудования, а следовательно, капитальных и текущих затрат.

Обсуждение

Ниже приведены результаты многопараметрической оптимизации. Расчеты выполнены для сланца с различным содержанием исходного условного органического вещества (УОМ) в пределах 30–40%, что позволило оценить влияние качественных характеристик сырья на технологические параметры работы УТТ [11].

Расход карьерного сланца в сутки составил 500 тонн сланца/сутки; уровень налоговых отчислений – 30%. Уровень цен на энергоносители принят согласно действующим тарифам (ОАО «Саратовэнерго», ЗАО «НЭСК» и др.).

Увеличение стоимости электроэнергии приводит к необходимости компенсации текущих затрат за счет снижения количества подаваемого на горение воздуха, а это, в свою

очередь, сказывается на особенностях ведения процесса выгорания углерода с поверхности полукокса. На рис. 2 показано влияние цены электроэнергии на технологические показатели работы АФТ.



Рис. 2. Влияние стоимости электроэнергии на оптимальную температуры окислителя в АФТ (*a*) и коэффициента расхода воздуха в АФТ (*б*)

Таким образом, уменьшение количества воздуха приводит к росту отношения CO/CO_2 в продуктах дожигания углерода полукокса, а следовательно, к снижению количества теплоты за счет увеличения выхода CO с более низким экзотермическим эффектом реакции (23350 кДж/кг против 34000 кДж/кг). Это обстоятельство сказывается и на функционировании барабанного реактора (за счет увеличения количества зольного теплоносителя на основе теплового баланса) и вспомогательного оборудования (барабанной сушилки, котла-утилизатора и зольного теплообменника). Отметим, что при разработке математического описания не учитывались потери теплоты в окружающую среду, а также различные диффузионные осложнения, связанные с особенностями доступа кислорода в зону реакции горения частиц полукокса. Поэтому результаты расчетов (рис. 2, *a*) несколько занижены исходя из меньших значений величины коэффициента расхода воздуха. Данные

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

рис. 2 наглядно иллюстрируют влияние качества исходного карьерного сланца на технологические характеристики работы АФТ. Уменьшение содержания УОМ в исходном сланце повышает количество отработавшего зольного теплоносителя и полукокса в топке, что способствует снижению температуры на выходе из топки, а это, в свою очередь, приводит к значительному увеличению теплопередающей поверхности зольного воздухоподогревателя.

На рис. 3 показано влияние изменения стоимости исходного карьерного сланца на остаточное содержание углерода в сланцевом полукоксе на выходе из реактора.



Рис. 3. Зависимость оптимального остаточного углерода в полукоксе от стоимости сланца

Увеличение стоимости карьерного сланца приводит к необходимости снижения его расхода в реактор, путем увеличения времени нахождения сланцезольной смеси в аппарате, и более полному разложению органического вещества с увеличением выхода ПГС. Этим объясняется снижение доли остаточного углерода полукокса. Этот факт приводит к увеличению температуры выходящего воздуха в зольном теплообменнике и увеличению его теплопередающей поверхности.

Заключение

1. На основе предположения о постоянстве выхода ПГС из барабанного реактора для сопоставляемых вариантов обоснован критерий технико-экономической оптимизации. Анализ системы аппаратов реакторного блока позволил определить состав независимых влияющих параметров и диапазоны их изменения, определяемые технологическими особенностями аппаратов и качественными показателями сырья.

2. На основе проведения численных экспериментов на математической модели выявлено влияние стоимости карьерного сланца, электроэнергии а также качества исходного сланца на оптимизируемые параметры.

3. Показано, что увеличение стоимости электроэнергии в пределах 4÷7 руб./кВт·ч приводит к понижению температуры и количества окислителя в АФТ.

Литература

1. Öpik I. Current status of oil shale processing in solid heat carrier UTT (Galoter) retorts in Estonia / I. Öpik, N. Golubev, A. Kaidalov, J. Kann, A. Elenurm // Oil Shale. 2001. Vol. 18. No. 2. P. 99–108.

2. Potapov O.P. Experience and prospects of oil shale utilization for power production in Russia // Thermal Engineering. 2016. Vol. 63. No. 9. P. 643–647.

3. Volkov E., Stelmakh G. The stages of research on creating commercial units for processing oil shale fines. Development of the "Galoter" process in 1944–1999 // Oil Shale. 1999. Vol. 16. No. 2. P. 161–185.

4. Александров Ю.Л., Кониковская Н.О., Кузнецова Е.Н., Фомина В.Н. Экономика и управление в энергетике. М.: Издательство Юрайт, 2017. 485 с.

5. Панфилова О.В. Инвестиционное проектирование: учеб. пособие. Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский гос. эконом. ун-т, 2017. 116 с.

6. Selivanov A.A. Mathematical modeling of the carbon burn-out process from the shale semi-coke surface of aerofountain technological furnace in the solid heat-carrier oil shale semi-coking scheme / Selivanov A.A., Batrakov P.A., Mrakin A.N., Morev A.A. // Procedia Engineering. 2016. Vol. 152. p. 134–139.

7. Симонов В.Ф. Разработка алгоритма расчета барабанного реактора полукоксования горючего сланца зольным теплоносителем / В.Ф. Симонов, А.А. Селиванов, А.Н. Мракин, А.А. Морев, О.В. Афанасьева // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 10. С. 16–19.

8. Программа оптимизации схемы комплексной переработки сернистого горючего сланца с головным процессом полукоксования в реакторе с твердым (зольным) теплоносителем / А.А. Селиванов, В.Ф. Симонов, А.Н. Мракин // Программа для ЭВМ №2015612304.

9. Väizene V. High selective oil shale mining / V. Väizene, I. Valgma, R. Iskül, M. Kolats, M. Nurme, V. Karu // Oil Shale. 2013. Vol. 30. № 2S. p. 305–325.

10. Симонов В.Ф., Морев А.А. Оптимизация энерготехнологической установки для переработки сернистого горючего сланца в псевдоожиженном слое // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2014. № 1–2. С. 81–87.

11. Волков Э.П. Энерготехнологическое использование сланца. М.: Издательский дом МЭИ, 2015. 480 с.

Авторы публикации

Селиванов Алексей Александрович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Промышленная теплотехника» Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А.

Афанасьева Ольга Валерьевна – канд. техн. наук, начальник УНИР Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Мракин Антон Николаевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Промышленная теплотехника» Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А.

Жанаев Гайнидин Кайрадинович – магистрант кафедры «Промышленная теплотехника» Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А.

Камаев Андрей Юрьевич – магистрант кафедры «Промышленная теплотехника» Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А.

References

1. Öpik I. Current status of oil shale processing in solid heat carrier UTT (Galoter) retorts in Estonia / I. Öpik, N. Golubev, A. Kaidalov, J. Kann, A. Elenurm // Oil Shale. 2001. Vol. 18. №2. p. 99-108.

2. Potapov O.P. Experience and prospects of oil shale utilization for power production in Russia / Potapov O.P. // Thermal Engineering. 2016. Vol. 63. №9. p. 643-647.

3. Volkov E. The stages of research on creating commercial units for processing oil shale fines. Development of the «Galoter» process in 1944-1999 / E. Volkov, G. Stelmakh// Oil Shale. 1999. Vol. 16. №2. p. 161-185.

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

4. Alexandrov Yu.L. Economics and management in power engineering / Yu.L. Alexandrov, N.O. Konikovskaya, E.N. Kuznetsova, V.N. Fomina. – Moscow: Yurayt Publishing House, 2017. – 485 p.

5. Panfilova O.V. Investment design: Textbook. allowance. – St. Petersburg: St. Petersburg state. economy. univ., 2017. – 116 p.

6. Selivanov A.A. Mathematical modeling of the carbon burn-out process from the shale semi-coke surface of aerofountain technological furnace in the solid heat-carrier oil shale semi-coking scheme / Selivanov A.A., Batrakov P.A., Mrakin A.N., Morev A.A. // Procedia Engineering. 2016. Vol. 152. p. 134-139.

7. Simonov V.F. Development of an algorithm for calculating a drum reactor for the semi-coking of oil shale with an ash coolant / V.F. Simonov, A.A. Selivanov, A.N. Mrakin, AA Morev, O.V. Afanasyeva // Chemical and Oil and Gas Engineering. 2016. №10. p. 16-19.

8. Program to optimize the scheme for the complex processing of sulfur fuels shale with a head semicoking process in a reactor with a solid (ash) coolant / A.A. Selivanov, V.F. Simonov, A.N. Mrakin // The program for the computer №2015612304.

9. Väizene V. High selective oil shale mining / V. Väizene, I. Valgma, R. Iskül, M. Kolats, M. Nurme, V. Karu // Oil Shale. 2013. Vol. 30. №2S. p. 305-325.

10. Simonov V.F. Optimization of an energy technological plant for the processing of sulfuric oil shale in a fluidized bed / V.F. Simonov, A.A. Morev // Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Problems of energy. 2014. №1-2. p. 81-87.

11. Volkov E.P. Energy technology use of oil shale. – Moscow: Publishing house MPEI, 2015. – 480 p.

Authors of the publication

Alexey A. Selivanov – cand. sci. (techn.), associate professor of Industrial Heating Engineering, Saratov State Technical University named after Gagarin Yu.A.

Olga V. Afanaseva – cand. sci. (techn.), Head of scientific research, innovation and development department, Kazan State Power Engineering University.

Anton N. Mrakin – cand. sci. (techn.), associate professor of Industrial Heating Engineering, Saratov State Technical University named after Gagarin Yu.A.

Gainidin K. Zhanaev – graduate student of Industrial Heat Engineering, Saratov State Technical University named after Gagarin Yu.A.

Andrey Y. Kamaev – graduate student of Industrial Heat Engineering, Saratov State Technical University named after Gagarin Yu.A.

Поступила в редакцию

16 апреля 2018 г.

УДК 662.92

СЖИГАНИЕ МАЗУТА В КОТЛАХ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КОМПОНОВКАХ ГОРЕЛОК

М.А. Таймаров, Р.В. Ахметова, В.К. Ильин, С.М. Маргулис

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

Резюме: В статье приведены результаты экспериментального исследования эффективности сжигания мазута в энергетических котлах ТЭС с различной компоновкой горелок при различных паровых нагрузках. Приведены значения КПД котлов и выбросов оксидов азота при сжигании мазута. Рассмотрена эффективность использования двухъярусного несимметричного встречного расположения горелок.

Ключевые слова: котел, КПД, мазут, сжигание, горелка, температура факела, крутка воздуха.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-55-62

BURNING FUEL OIL IN BOILERS WITH DIFFERENT CONFIGURATIONS OF BURNERS

M.A.Taymarov, R.V. Akhmetova, V.K. Ilin, S.M. Margulis

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

Abstract: The article presents the results of experimental research of efficiency of fuel oil combustion in power boilers at TPPs with different layout of burners at different steam loads. Given the values of efficiency of boilers and of emissions of nitrogen oxides when burning fuel oil. The efficiency of using bunk steel counter arrangement of burners.

Keywords: boiler efficiency, fuel oil, incineration, burner, flame temperature, the coils of the air.

Введение

Эффективность сжигания мазута в энергетических котлах зависит от ряда факторов, к числу которых относится компоновка и конструктивные особенности горелок [1; 2]. Общим является понижение температуры продуктов сгорания мазута на выходе из топки и понижение КПД котлов при переходе от сжигания газа на сжигание мазута [3; 4]. Однако путем применения оптимальных технических решений при конструировании новых горелок, модернизации существующих горелок и выбора параметров процесса сжигания мазута можно повысить КПД котлов при сжигании мазута [5]. В настоящей работе экспериментально исследуется эффективность сжигания мазута в котлах с различной компоновкой горелок. Поэтому тема статьи является актуальной.

Описание объектов исследования и условий проведения экспериментов Эксперименты проведены на котле ПК-47 (станционный № 3) Заинской ГРЭС и на котле ПК-41 (станционный № 1) Кармановской ГРЭС при сжигании мазута М100.

Прямоточный котел ПК-47 (маркировка по ГОСТ Пп-640-140) – двухкорпусной,

производства Подольского машиностроительного завода имени Орджоникидзе (ЗИО), с температурой перегретого пара 545°С и давлением 14 МПа с промежуточным перегревом пара. Высота топки 27,55 м при одноквадратурном исполнении в поперечном сечении. Сечение топки прямоугольное размером 9,5х9,5 м при П-образной компоновке котла ПК-47.

Горелки котла ПК-47 имеют единичную мощность 48,5 МВт и являются двухпоточными вихревыми газомазутными производства ЗИО. Горелки расположены в количестве по 6 шт. на один корпус на его боковых стенах по 3 шт. в 2 яруса.

Верхний ярус на отметке 9,74 м ($h_r/h_r = 0,302$) имеет по две горелки, нижний – на отметке 7,19 м ($h_r/h_r = 0,256$) имеет по одной горелке на каждой стене.

Здесь $h_{\rm r}$, $h_{\rm T}$ – соответственно высота расположения горелок и высота топки. Направление вращения при крутке воздуха для горелок нижнего яруса – левое с восходящим потоком у стены, для верхнего яруса – правое.

Принятая ориентация горелок увеличивает тепловые потоки на под топки. При сжигании мазута используются паромеханические форсунки. Горелки имеют нерегулируемые тангенциальные лопаточные завихрители в двух потоках воздуха.

На всех горелках используется периферийная эшелонированная в два ряда подача газа через трубы с диаметром $d_1 = 8$, $d_2 = 13$ мм. Трубы расположены на диаметре 0,69 м по периметру коаксиального канала потока воздуха от внешнего завихрителя в конфузоре перед пережимным сужением амбразуры. Пережим горелок равен 0,92.

Схема расположения горелок на котле ПК-47 (ст. № 3) Заинской ГРЭС показана на рис. 1. Задняя стена топки условно не показана, так как на ней лючков и горелок нет.





4 – фронтальная стена; 5, 6 – левая и правая боковые стены топки

Число лопаток во внешнем контуре завихрителя воздуха котла ПК-47 равно 8 шт., во внутреннем – 16 шт., угол наклона лопаток равен 40°. Значение параметра крутки воздуха в горелках котла ПК-47 для внешнего потока воздуха 0,917, для внутреннего – 0,855.

Как видно из рис. 1, расположение горелок – *1* в топке котла ПК-47 выполнено несимметричным и в совокупности с направлениями круток – *3* образует при виде сверху вихревое восходящее течение продуктов сгорания с правосторонним вращением.

На Кармановской ГРЭС установлены котлы ПК-41 (маркировка по ГОСТ Пп-950-25-545ГМ) Подольского машиностроительного завода им. Орджоникидзе (ЗИО) – двухкорпусные газомазутные прямоточные.

Котлы ПК-41 – сверхкритического давления с промежуточным перегревом пара и с номинальной производительностью 950 т/ч при давлении пара 25 МПа и температуре 545°С.

Котлы ПК-41 имеют по 16 вихревых газомазутных горелок на один котел (восемь горелок на один корпус), размещенных на отметке 8,6 м. Горелки производства ЗИО, двухпоточные по воздуху, их конструкция аналогична горелкам котла ПК-47.

Компоновка горелок на котле ПК-41 – встречная однорядная на фронтальной и

задней стенах топки. При сжигании мазута используются форсунки ФМ-5000 и запальник типа 33У-433У-4. Топка имеет прямоугольное сечение с размерами 17,3х8,65 м с высотой от середины пода до потолочного пароперегревателя 32,3 м.

На рис. 2 показана схема расположения горелок с направлениями крутки воздуха на котле ПК-41.



Рис. 2. Схема расположения горелок, лючков для измерений и направлений крутки воздуха в котле ПК-41: *1* – горелки; *2* – лючки, *3* – направления крутки;

4, 7 – фронтальная и задняя стены; 5, 6 – левая и правая боковые стены топки;
 8 – горизонтальный газоход; 9 – пережим топки

Аэродинамические выступы в топках на рис. 1 и 2 условно не показаны. Как видно из рис. 2, для котла ПК-41 вихревое по поперечному сечению топки восходящее течение не является характерным ввиду симметричного расположения горелок.

Измерение температуры факела выполнено бесконтактным способом радиометра при помощи TEPA-50 с градуировкой PK-15, измерение концентрации оксидов азота выполнено при помощи газоанализатора ДАГ-500. Погрешность экспериментов при измерении тепловых потоков от факела для определения температуры составила ±2,76%.

Результаты экспериментов и их обсуждение

В табл. 1 приведены экспериментальные данные по работе прямоточного котла ПК-47 (Пп-640-140) при различных паровых нагрузках во время опытов.

Таблица 1

Показатели работы прямоточного котла ПК-47 (ст. №3) Заинской ГРЭС при сжигании	
мазута М100 с теплотой сгорания 35368 кДж/кг	

Паровая нагрузка одного корпуса, т /ч	315	255	220
Давление острого пара за котлом, МПа	13,6	13,5	13,3
Температура острого пара за котлом, °С	545	545	545
Температура питательной воды, °С	242	231	225
Температура воздуха перед регенеративным воздухоподогревателем, °С	70	70	70
Температура пара на входе промежуточного пароперегревателя, °С	353	330	316
Давление пара промежуточного перегрева, МПа	2,32	1,97	1,71
Температура продуктов сгорания в поворотной камере, °С	800	770	755
Давление мазута перед форсунками, МПа	1,9	1,7	1,5
Давление пара перед форсунками, МПа	0,9	0,9	0,9
Расход мазута, т/ч	25,8	23,2	18
Коэффициент избытка воздуха в режимном сечении α	1,048	1,058	1,106
Концентрация NO _x в режимном сечении , мг/м ³ (в пересчете на	342	300	240
коэффициент избытка воздуха α=1,4)			
Температура факела на уровне горелок, °С	1320	1270	1220
Содержание кислорода в дымовых газах режимного сечения, %	1	1,2	2,1
Температура уходящих газов, °С	154	151	149
Потери теплоты с уходящими газами, %	7,5	7,26	7,05
КПД котла брутто, %	92,05	92,19	92,3

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

Как видно из табл. 1, с ростом паровой нагрузки на 43,2% выбросы оксидов азота увеличиваются на 42,5%, что объясняется повышением температуры факела на уровне горелок второго яруса. С ростом паровой нагрузки КПД котла снижается, что связано с увеличением температуры уходящих газов.

В табл. 2 приведены результаты экспериментов работе котла ПК-41 (ст. №1) Кармановской ГРЭС при сжигании мазута М100.

Таблица 2

мазута М100 с теплотой сгорания 37291 кДж/кг в сравнении с данными [6]				
Паровая нагрузка одного корпуса, т /ч	488	398	260	413[6]
Давление острого пара за котлом, МПа	24	22,3	16,5	13,5
Температура острого пара за котлом, °С	545	545	545	555
Температура питательной воды, °С	248	237	226	231
Температура воздуха перед регенеративным	70	70	70	70
воздухоподогревателем, °С				
Температура воздуха перед горелками, °С	326	326	326	214
Температура мазута, °С	135	135	135	95
Давление мазута перед форсунками, МПа	3,5	3,5	3,5	2,5
Расход мазута, т/ч	32,9	26,2	18	28,6
Концентрация NO _x в режимном сечении, мг/м ³ (в	490	435	425	413
пересчете на коэффициент избытка воздуха α=1,4)				
Температура факела на уровне горелок, °С	1390	1310	1260	1290
Температура уходящих газов, °С	165	159	154	162
Содержание кислорода в дымовых газах режимного	2,1	2,5	2,9	1,9
сечения, %				
КПД котла брутто, %	90,20	90,57	91,21	92,55

Показатели работы прямоточного котла ПК-41 (ст. №1) Кармановской ГРЭС при сжигании мазута М100 с теплотой сгорания 37291 кЛж/кг в сравнении с ланными [6]

Как видно из табл. 2, значения КПД для котла ПК-41, по сравнению с котлом ПК-47, заметно ниже, что обусловлено повышенными температурами уходящих газов.

Выбросы оксидов азота для котла ПК-41существенно выше значений, полученных для котла ПК-47. Это связано с тем, что в котле ПК-47 (см. рис. 1) за счет смещения горелок первого яруса относительно горелок второго яруса организуется вращательновосходящая по высоте топки крутка факела. Время пребывания продуктов горения в топке котла ПК-47 в зоне высоких температур снижается за счет увеличения скорости движения факела. За счет этого образуется меньше термических оксидов азота.

В топке котла ПК-41 (см. рис. 2) вращательно-восходящая по высоте крутка факела отсутствует, так как расположение горелок встречное однорядное. Факел восходящий и время пребывания продуктов горения в зоне высоких температур увеличивается, что приводит к росту генерации оксидов азота.

Интенсификация процессов смешения топлива и воздуха при двухъярусном расположении горелок и вращательно-восходящей суммарной крутке факела позволяет избежать повышения температуры продуктов сгорания на выходе из топки и снизить потери тепла с уходящими газами.

Надежность воспламенения топлива при двухъярусном расположении горелок обеспечивается выбором направления круток воздуха по горелкам первого нижнего и второго верхнего яруса с наклоном осей горелок как в горизонтальном, так и в вертикальном направлении.

Устойчивость горения при двухъярусном расположении горелок и организации вращательно-восходящей суммарной крутки факела в топке позволяет получать эффект взаимодействия от факелов отдельных горелок с сокращением их высоко температурных зон кинетического и диффузионного горения, которые являются основными источниками эмиссии термических оксидов азота.

В табл. 2 приведено сравнение полученных в настоящей работе результатов с данными для котла ТГМ-84А [6], который имеет 4 вихревые горелки типа ХФ ЦБК-ВТИ-ТКЗ, расположенные на фронтальной стене в 2 яруса.

Как видно из сравнения значений КПД (см. табл. 2), двухъярусное расположение горелок в котле ТГМ-84А [6], по сравнению с одноярусным в котле ПК-41, дает более высокие значения КПД при пониженных выбросах оксидов азота.

Зависимость содержания кислорода O_2 в продуктах сгорания в режимном сечении и температуры уходящих газов t_{yx} от паровой нагрузки D для котлов ПК-47 и ПК-41 при сжигании мазута М100 приведена на рис. 3.



Рис. 3. Зависимость содержания кислорода O₂ (%, объемн.) в продуктах сгорания в режимном сечении и температуры уходящих газов *t*_{yx} от паровой нагрузки *D* для котлов ПК-47 и ПК-41 при сжигании мазута M100

Как видно из рис. 3, при одноярусном встречном расположении горелок в котле ПК-41 в составе продуктов сгорания достаточно большое количество избыточного кислорода O_2 , которое в среднем в 2 раза выше по сравнению с котлом ПК-47, имеющем двухярусное расположение горелок. Общей тенденцией для котлов является повышение балластного воздуха, а следовательно и кислорода O_2 , подаваемого в горелки, при снижении паровой нагрузки *D*.

На рис. 4 показаны зависимости коэффициента избытка воздуха α и содержания оксида азота NO_x в режимном сечении (мг/м³) от паровой нагрузки *D* для котлов ПК-47 и ПК-41 при сжигании мазута M100.



Рис. 4. Зависимости коэффициента избытка воздуха α и содержания оксида азота NO_x в режимном сечении (мг/м³) от паровой нагрузки *D* для котлов ПК-47 и ПК-41 при сжигании мазута M100

На рис. 4 содержание оксида азота NO_x в режимном сечении от паровой нагрузки *D* приведено в пересчете на коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,4$. Как видно из рис.4, с

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

ростом паровой нагрузки *D* увеличение концентрации оксида азота NO_x в продуктах сгорания проявляется очень заметно и связано с ростом температуры продуктов сгорания в зоне горения. Однако для котла ПК-47 при двухярусном расположении горелок и смещенном асимметричном расположении нижнего яруса образуется вращательно-восходящий вихревой поток с повышенной скоростью движения в нем продуктов сгорания. Основная доля тепла в факеле передается за счет излучения. Время пребывания продуктов горения в высокотемпературной зоне уменьшается. Это дает положительный эффект снижения генерации оксидов азота.

Сравнительные значения КПД брутто η и температуры факела на уровне горелок t_{ϕ} для котлов ПК-47 и ПК-41 при различных паровых нагрузках D для сжигания мазута М100 приведены на рис. 5.



Рис. 5. Сравнительные значения КПД брутто η (%) и температуры факела на уровне горелок t_ф (°C) для котлов ПК-47 и ПК-41 при различных паровых нагрузках *D* (т/ч) для сжигания мазута М100

Как видно из рис. 5, КПД η котлов ПК-47 и ПК-41 при росте паровой нагрузки D снижается, что связно с увеличением температуры уходящих газов. Однако для котла ПК-41 с одноярусным встречным расположением горелок зависимость снижения КПД η при наборе нагрузки проявляется гораздо заметнее по сравнению с котлом ПК-47. Так в среднем увеличение паровой нагрузки котла ПК-41 на 100 т/ч сопровождается снижением его КПД на 0,4%, а для котла ПК-47 снижение КПД составляет около 0,26%. Температура факела t_{ϕ} для котла ПК-41 в области малых паровых нагрузок D 260...400 т/ч несколько ниже по сравнению с котлом ПК-47, что связано с большими коэффициентами избытка воздуха.

Выводы

1. Применение двухъярусного несимметричного встречного расположения горелок, по сравнению с одноярусным встречным, в котлах при сжигании мазута позволяет получить более высокие значения КПД и снизить вредные выбросы оксидов азота в атмосферу.

2. Несимметричная двухъярусная встречная компоновка горелок в топке с применением периферийной тангенциальной круткой воздуха, по сравнению с одноярусной встречной, позволяет получать восходящее вихреобразное течение продуктов сгорания, которое способствует повышению эффективности сжигания топлива.

Литература

1. Таймаров М.А., Лавирко Ю.В., Беляева Е.А. Интенсивность лучистого теплообмена в топке котла при изменении паровой нагрузки // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2015. № 7–8. С. 1–4.

2. Трембовля В.И. Теплотехнические испытания котельных установок. М.: Энергия, 1977. 297 с.

© М.А. Таймаров, Р.В. Ахметова, В.К. Ильин, С.М. Маргулис

3. Таймаров М.А., Ахметова Р.В., Сафин Р.Г., Лавирко Ю.В., Садыков Р.А., Медведева Г.А. Определение зависимости времени выгорания капли мазута от интенсивности излучения пламени. Research Journal of Applied Sciences Year: 2016. Vol. 11. Iss. 12. P. 1660–1665.

4. Zhang Ji, Yuan Han, Zhao Jian, Mei Ning. Viscosity estimation and component identification for an oil-water emulsion with the inversion method. Journal of Petroleum Science and Engineering, vol 111, pp. 759–767. Available: 10.1016. j.applthermaleng.2016.09.153

5. Абрютин А.А., Вязовой С.К. Исследование теплообмена в топке и ширмовом пароперегревателе при сжигании мазута и газа с малыми избытками воздуха // Теплоэнергетика. 1971. № 12. С.16–19.

6. <u>Gelderen L</u>, Malmquist L.M.V.; Jomaas G. Vaporization order and burning efficiency of crude oils during in-situ burning on water. 2017. P. 558–537.

7. Kadota T., Yamasaki H. Recent advances in the combustion of water fuel emulsion. - Progress in energy and combustion science. 2002, № 5. Tom 28. C. 385–404.

8. Ahrenfeldt J., Thomsen T.P., Henriksen U., Clausen L.R. Biomass gasification cogeneration. A review of state of the art technology and near future perspectives // Applied Thermal Engineering. 2013. № 50. P. 1407–1417.

9. Таймаров М.А., Кувшинов Н.Е., Ахметова Р.В., Сунгатуллин Р.Г., Чикляев Д.Е. Исследование химических процессов образования оксидов азота при сжигании газа и мазута // Вестник Казанского технологического университета. 2016. Т. 19, № 20. С. 80–83.

10. Померанцев В. В. Основы практической теории горения. Л.: Энергия, 1973. 263 с.

Авторы публикации

Таймаров Михаил Александрович – д-р техн. наук, профессор кафедры «Энергетическое машиностроение» (ЭМ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). E-mail: taimarovma@yandex.ru.

Ахметова Римма Валентиновна – старший преподаватель кафедры «Электрические станции» (ЭС) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). E-mail: ahmetova_rv@bk.ru.

Ильин Владимир Кузьмич – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Энергообеспечение предприятий и энергоресурсосберегающих технологий» (ЭЭ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). E-mail: ilinwk@rambler.ru.

Маргулис Сергей Михайлович – канд. техн. наук, заведующий кафедрой «Электрические станции» (ЭС) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). E-mail: msergey1952@gmail.com.

References

1. Taymarov M.A., Lavirko Yu.V., Belyayeva E.A. The intensity of radiant heat exchange in the furnace of the boiler when the steam load changes // Proceedings of higher educational institutions. ENERGY SECTOR PROBLEMS. 2015. № 7–8. P.P.1–4.

2. Trembovlya V.I. Heat-process engineering tests of boiler plants. M.: Energy, 1977. 297 p.

3. Taymarov M.A., Akhmetova R.V., Safin R.G., Lavirko Yu.V., Sadykov R.A.. Medvedeva G.A. Calculation of Fuel Oil Drop Burnup Time Dependence on Intensity of Flame Radiation. Research Journal of Applied Sciences, 11: 1660–1665. DOI: 10.3923/rjasci.2016.1660.1665

4. Zhang, Ji, Yuan, Han, Zhao, Jian, Mei, Ning Viscosity estimation and component identification for an oil-water emulsion with the inversion method. Journal of Petroleum Science and Engineering, vol 111, p. 759-767.

5. Abrutyn A.A., Vyazovoy S.K. Investigation of heat transfer in the furnace and screen reheater

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7–8

when burning fuel oil and gas with low excess air // Heat power engineering. 1971. №12. P.P.16–19.

6. Gelderen L., Malmquist L.M.V., Jomaas G. Vaporization order and burning efficiency of crude oils during in-situ burning on water. 2017. P. 558–537.

7. Kadota T., Yamasaki H. Recent advances in the combustion of water fuel emulsion. - Progress in energy and combustion science. 2002. №5. Vol. 28. P. 385–404.

8. Ahrenfeldt J., Thomsen T. P., Henriksen U., Clausen L.R. Biomass gasification cogeneration. - A review of state of the art technology and near future perspectives // Thermal Engineering. 2013. №50. P.P. 1407–1417.

9. Taymarov M.A., Kuvshinov N.E., Akhmetova R.V., Sungatullin R.G., Chiklyayev D.E. Investigation of chemical processes of education of nitrogen oxides in combustion of gas and oil // Bulletin of Kazan Technological University. 2016. Vol. 19, №. 20. P.P. 80–83.

10. Pomerancev V.V. Fundamentals of the practical theory of combustion. L.: Energiya, 1973. 263 p.

Authors of the publication

Taymarov Mikhail Aleksandrovich – doctor of technical sciences, professor, Department Energy engineering, Kazan state power engineering university.

Akhmetova Rimma Valentinovna – senior lecturer, Department of Electric Stations, Kazan state power engineering university.

Il'in Vladimir Kuz'mich – doctor of technical sciences, professor, Department Power supply of enterprises and energy resource saving technologies Kazan state power engineering university.

Margulis Sergei Mikhailovich – candidate of technical sciences, assistant professor, Department of Electric Stations, Kazan state power engineering university.

Поступила в редакцию

10 апреля 2018 г.

УДК621.65

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГЛАВНОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА ГЦН 22600-87

Е.А. Иванов, В.А. Калаев, С.А. Шумилин

ОАО НПО ЦКТИ, г. Санкт-Петербург, Россия

Резюме: В представленной работе предложен новый вариант конструкции проточной части главного циркуляционного насоса для АЭС с повышенными энергетическими показателями. Данное конструктивное решение позволяет повысить КПД насоса с 82–83% до значения 88–89%. Выполнены численные гидродинамические расчеты течения вязкой жидкости в среде ANSYSCFX различных вариантов конструктивного исполнения насоса: сферическая камера с направляющими лопатками, спиральный отвод, спиральный отвод с разгрузочными отверстиями в сферической камере (новое конструктивное решение). В результате выполненных гидродинамических расчетов получены значения гидравлического КПД рассмотренных вариантов. В результате анализа картины течения исследуемых вариантов установлено, что предложенный вариант насоса с разгрузочными отверстиями имеет дополнительные гидравлические потери в связи с циркуляцией потока через них. Численно получено значение циркуляции потока через разгрузочные отверстия. Исследована причина возникновения обнаруженного эффекта. В результате проведенного исследования установлено, что возможно дополнительное повышение КПД предложенной конструкции насоса за счет оптимизации геометрии разгрузочных отверстий.

Ключевые слова: Центробежный насос, ГЦН, спиральный отвод, рабочее колесо, ANSYSCFX.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-63-70

MODERNIZATION OF THE FLOW SECTION OF THE MAIN CIRCULATION PUMP GCN 22600-87

E.A. Ivanov, V.A. Kalaev, S.A. Shumilin

OAO NPO CKTI, Saint-Petersburg, Russia

Abstract: In the presented work, a new version of the design of the flow-through part of the main circulation pump for NPPs with increased energy indices is proposed. This design solution allows to increase the efficiency of the pump from 82-83% to 88-89%. Numerical hydrodynamic calculations of the viscous fluid flow in the ANSYS CFX environment of various variants of the pump design have been performed: a spherical chamber with guide vanes, a spiral tap, a spiral tap with discharge openings in a spherical chamber (new design). As a result of the hydrodynamic calculations, the values of the hydraulic efficiency of the investigated variants, it is established that the proposed version of the pump with unloading holes has additional hydraulic losses due to circulation of the flow through them. The value of the circulation of the flow through the discharge openings is numerically obtained. The cause of the detected effect was investigated. As a result of the conducted research it is established that it is possible to further increase the efficiency of the proposed pump design by optimizing the geometry of the discharge openings.

Keywords: Centrifugal pump, main circulation pump, volute, impeller, ANSYS CFX.

Введение

Одним из основных элементов конструкции главного циркуляционного насоса для блока ВВЭР 1200 является корпус сферической формы диаметром 2,36 м и толщиной порядка 150 мм, к которому приварены направляющий аппарат, входной и выходной патрубки диаметром 850 мм (рис. 1). Корпус рассчитан на рабочее давление до 16 Мпа. Внутри корпуса на валу установлено рабочее колесо центробежного типа повышенной быстроходности диаметром 1030 мм. Его установка осуществляется через верхнее отверстие во фланцевом соединении с крышкой, на которую опирается фонарь электродвигателя мощностью 6 МВт с частотой вращения n=1000 об/мин. Электродвигатель подключен к сети V=6кВ и f=50 Гц. Полный КПД насоса данного конструктивного исполнения находится на уровне 82–83% [7-9].



Рис. 1. Визуализация модели ГЦН 22600-87. Вариант 1 с направляющим аппаратом в сферическом корпусе

Известно конструктивное исполнения корпуса насоса в виде спирали – вариант 2 (рис. 2), но в связи с тем, что стенки спирального отвода воспринимают давление 16 МПа, необходимо, чтобы стенка выдерживала значительные нагрузки. Применение данного типа отвода экономически нецелесообразно и не нашло применения на практике. Однако КПД данного варианта значительно превосходит вариант с направляющим аппаратом и находится на уровне 89% [10-13].



Рис. 2. Визуализация модели ГЦН 22600-87. Вариант 2 со спиральным отводом

© Е.А. Иванов, В.А. Калаев, С.А. Шумилин

Третий, новый вариант конструктивного исполнения, предлагаемый авторами статьи, – тонкостенный спиральный отвод с разгрузочными отверстиями, который помещен в сферическую камеру (рис. 3). В этом случае спиральный отвод не воспринимает внешних самых значительных нагрузок (давление 16 МПа), а только выполняет функцию раскрутки и отвода потока за рабочим колесом. Использование разгрузочных отверстий необходимо для выравнивания статического давления между сферическим корпусом и спиральным отводом. При соблюдении этих условий все значительные нагрузки, действующие на спираль, будут сбалансированы. Жидкость в сферической камере находится в состоянии покоя под давлением 16 Мпа.



Рис. 3. Визуализация модели ГЦН 22600-87. Вариант с тонкостенным спиральным отводом с разгрузочными отверстиями помещенный в сферическую камеру

Предложенный вариант конструкции должен совмещать в себе положительные качества существующих вариантов, это высокий уровень КПД – на уровне варианта 2 при стоимости изготовления, сопоставимой с вариантом 1. Для удобства анализа разгрузочные отверстия пронумерованы.

Методы

Для каждого варианта была спроектирована проточная часть, состоящая из рабочего колеса с числом лопастей z=7 и отводящего устройства [1-3]. Проектирование велось на следующие рабочие параметры: $Q=22\ 600\ \text{m}^3/\text{ч}$, $H=87\ \text{m}$, $n=1000\ \text{об/мин}$ [5]. Затем построены трехмерные модели исследуемых вариантов проточных частей насоса в *CADSolidWorks*. Исследуемые варианты насоса отличались только конструктивным исполнением отводящего устройства, геометрия рабочего колеса оставалась без изменений.

Расчет вариантов проточных частей насоса выполнялся методом конечных объемов. Поэтому выполнена дискретизация вариантов моделей проточных частей насоса на конечные объемы, для упрощения построения расчетной сетки в качестве ее элементов выбраны тетраэдры. Для описания пограничного слоя на стенках сгенерированы призматические слои. Толщина первого элемента призматического слоя рассчитывалась с учетом требования *k-e* модели турбулентности, для которой параметр Y+<300.

Расчет проточной части насоса выполнялся в программном комплексе ANSYSCFX. Тип расчета стационарный. В процессе расчета выполнялось численное решение системы

уравнений, состоящей из уравнения сохранения момента и уравнения сохранения массы для несжимаемой жидкости. Уравнение Рейнольдса замыкалось с использованием полуэмпирической *k-е* модели турбулентности. В качестве граничных условий на входе в проточную часть было задано полное давление, на выходе – массовый расход, соответствующий номинальному режиму работы насоса. Расчет считался завершённым по достижению сходимости интересующих интегральных параметров: напора – H, и гидравлического КПД – η_r [4].

Результаты

Расчетное значение напора и гидравлического КПД для трех исследуемых вариантов представлено в табл. 1. Напор насоса *H*, вычисляется как разница полных энергий между выходным и входным патрубком по формуле [6]:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g},\tag{1}$$

где p_2 – полное давление на выходе из расчетной области (Па); p_1 – полное давление на входе в расчетную область (Па); ρ – плотность перекачиваемой среды (кг/м³); g – ускорение свободного падения (м/с²).

Гидравлический КПД насоса вычисляется как отношение полезной мощности к затрачиваемой мощности на валу по формуле 2:

$$=\frac{HQ\rho g}{M\omega},$$
(2)

где H – напор насоса, м; Q – подача, м³/с; ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; M – момент на валу, Н·м; ω – угловая скорость, рад/с.

Таблица 1

	<u> </u>		
Вариант	<i>Q</i> , м ³ /ч	Н, м	η_r , %
1	22 600	81,6	82,9
2	22 600	88,4	89,9
3	22 600	87,6	89,2

Расчетное значение напора и гидравлического КПД для исследуемых вариантов исполнения насоса

Из табл. 1 следует, что вариант 1 с направляющим аппаратом в сферической камере имеет КПД η=82,9%. Вариант 2 со спиральным отводом имеет наибольшее значение КПД η=89,9%. Вариант 3 имеет КПД η=89,2%. В результате расчетное значение гидравлического КПД предлагаемой конструкции насоса (вариант 3) выше на 6,3% выше чем у конструкции с направляющим аппаратом. При потребляемой мощности насосом N₃=5 МВт прирост 6,3% КПД является существенной экономией потребляемой энергии.

Выполненный анализ течения в проточной части исследуемых вариантов показывает, что снижение КПД проточной части варианта 3 относительно варианта 2 на 0,7% является следствием наличия разгрузочных отверстий. Разгрузочные отверстия в варианте 3 дают падение полезной мощности насоса из-за дополнительно затрачиваемой энергии на перетекание потока с одного отверстия в другое (рис. 4).

Из рис. 4 видно, что вытекание потока из разгрузочного отверстия № 1 осуществляется с внезапным расширением в сферическую камеру, что несет в себе дополнительные потери энергии жидкости.



Рис. 4. Поле скоростей, разгрузочное отверстие №1

В табл. 2 представлены значения расходов $Q_{\text{отв}}$ пронумерованных разгрузочных отверстий. Положительный знак расхода соответствует втекающему потоку в отверстие, отрицательный знак – вытекающему потоку из разгрузочного отверстия.

Таблица 2

Гасчетное значение расходов <i>Q</i> _{отв} протекающих через разгрузочные отверстия		
Номер отверстия №	Расход через отверстие $Q_{\text{отв}}$, м ³ /ч	
1	-94,28	
2	2,36	
3	54,98	
4	-17,54	
5	43,9	
6	10,58	

Расчетное значение расходов Оот протекающих через разгрузочные отверстия

Из табл. 2 следует, что циркуляция потока через разгрузочные отверстия составляет $Q_{\rm n}$ =111,82 м³/ч. Уменьшение значения циркуляции потока через разгрузочные отверстия должно снизить гидравлические потери и повысить уровень КПД проточной части насоса. В данном случае потери КПД, возникающие из-за циркуляции потока, составляют 0,7% КПД насоса. В связи с этим дальнейшая модернизация проточной части насоса может быть связана с оптимальным выбором количества разгрузочных отверстий, их расположения, формы и размеров.

На рис. 5 показаны графики зависимости статического давления от угла охвата спирали для вариантов 2 и 3. Замер давления осуществлялся в 6 точках, их положение соответствовало положениям центров разгрузочных отверстий.

Из рис. 5 следует, что перетекание потока через разгрузочные отверстия возникает из-за неравномерного распределения статического давления вдоль стенки спиральной камеры. Для варианта 3 с разгрузочными отверстиями, статическое давление в точках замера выравнивается в связи с циркуляцией расхода жидкости Q_{μ} через них.

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7–8



Рис. 5. Значение статического давления вдоль стенки спиральной улитки

На рис. 6 показан вариант исполнения проточной части с рабочим колесом без направляющего аппарата со спиральным отводом, уменьшающим разгрузочные отверстия. Габариты внутренней полости корпуса позволяют разместить спиральную камеру, при этом необходимо опустить рабочее колесо так, чтобы совместить середину высоты направляющего аппарата с осью напорного трубопровода.

В предстоящих модельных испытаниях с рабочим колесом $D_2=0,4$ м и частотой вращения n=900-1000 об/мин будут проведены испытания по двум вариантам исполнения проточной части, которые подтвердят выводы предлагаемого решения вопроса по повышению эффективности работы насоса ГЦН.





Рис. 6. Вариант 3 исполнения проточной части ГЦН 22600-87

Заключение

В результате выполненной работы рассмотрены 3 варианта проточной части насоса ГЦН 22600-87. Предложена принципиально новая конструкция проточной части насоса, позволяющая повысить КПД насоса на 6% относительно существующей конструкции при тех же затратах на изготовление и монтаж. При потребляемой насосом мощности около 5 МВт такое повышение КПД является значительным. Выполнен анализ-сравнение предложенной конструкции насоса с существующими конструкциями с использованием пакетов вычислительной гидродинамики ANSYSCFX. Выявлено, что возможно дальнейшее совершенствование предложенной конструкции насоса за счет оптимизации геометрии разгрузочных отверстий. В предложенном варианте 3 потери энергии из-за циркуляции расхода между отверстиями составили 0,7% КПД.

Литература

1. Жарковский А.А. Морозов М.П., Шумилин С.А. Математические модели рабочих процессов лопастных гидромашин. Автоматизированное проектирование и оценка энергокавитационных показателей лопастных систем. СПб. Издательство СПбГПУ, 2002 г. 47 с

2. Раухман Б.С. Решетка профилей в произвольном слое переменной толщины.- Тр. Центр. котлотурбин. ин-та, 1971, № 1, с. 83-89

3. Раухман Б.С. Усовершенствование методики профилирования лопастных систем гидромашин. – Тр. Центр. котлотурбин. ин-та, 1978, вып. 164, с. 21-32.

 Голиков В.А. Разработка и численное исследование лопастной системы насоса: учебн. Пособие / В.А. Голиков, Д.А. Корепанов, П.В. Пугачев. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 220 с.

5. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. Л.: Машиностроение, 1966. 364 с.

6. Лопастные насосы: Справочник; Под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.: ил.

2.7. Насосы АЭС. Справочное пособие под редакцией П.Н. Пака. Энергоатомиздат, 1989 г., 328 с.

3.8. Казанцев Р.П. Конструкции проточных частей главных циркуляционных насосов (ГЦН) для энергетических блоков АЭС. // Труды международной н-т конференции, СПб, Издательство СПбГПУ, 2006 г. С. 108--11.

 Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. – М.: Энерго-атомиздат, 1987. – 256 с.: ил.

10. Робожев А.В. Насосы для атомных электростанций. М.: Энергия, 1979. 135 с.

11. Будов В.М. Насосы АЭС. - М.: Энергоатомиздат, 1986. с 401.

12. Митянков Ф.М., Новинский Э.Г., Будов В.М. Главный циркуляционный насос АЭС, М. Энергия, 1985. – 316 с.

13. Пак П.Н., Белоусов А.Я. Насосное оборудование атомных станций. – М.: Энергоатомиздат, 2003 г. 446 с.

Авторы публикации

Иванов Евгений Александрович – инженер ОАО НПО ЦКТИ.

Калаев Владимир Анатольевич – д-р техн. наук, профессор, ОАО НПО ЦКТИ.

Шумилин Сергей Александрович – канд. техн. наук, ведущий инженер, ОАО НПО ЦКТИ.

References

1. Zharkovskiy A.A. Morozov M.P.. Shumilin S.A. Matematicheskiye modeli rabochikh protsessov lopastnykh gidromashin. Avtomatizirovannoye proyektirovaniye i otsenka energokavitatsionnykh pokazateley lopastnykh sistem. SPb. Izdatelstvo SPbGPU. 2002 g. 47 s

2. Raukhman B.S. Reshetka profiley v proizvolnom sloye peremennoy tolshchiny.- Tr. Tsentr. kotloturbin. in-ta. 1971. № 1. s. 83-89

3. Raukhman B.S. Usovershenstvovaniye metodiki profilirovaniya lopastnykh sistem gidromashin. – Tr. Tsentr. kotloturbin. in-ta. 1978. vyp. 164. s. 21-32.

4. Golikov V.A. Razrabotka i chislennoye issledovaniye lopastnoy sistemy nasosa: uchebn. Posobiye / V.A. Golikov. D.A. Korepanov. P.V. Pugachev. – SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta. 2016. – 220 s.

5. Lomakin A.A. Tsentrobezhnyye i osevyye nasosy. L.: Mashinostroyeniye. 1966. 364 s.

6. Lopastnyye nasosy: Spravochnik; Pod obshch. red. V.A. Zimnitskogo i V.A. Umova. – L.: Mashinostroyeniye. Leningr. otd-niye. 1986. – 334 s.: il.

2.7. Nasosy AES. Spravochnoye posobiye pod redaktsiyey P.N. Paka. Energoatomizdat. 1989 g.. 328 s.

3.8. Kazantsev R.P. Konstruktsii protochnykh chastey glavnykh tsirkulyatsionnykh nasosov (GTsN) dlya energeticheskikh blokov AES. // Trudy mezhdunarodnoy n-t konferentsii. SPb. Izdatelstvo SPbGPU. 2006 g. S. 108-?11.

9. Martsinkovskiy V.A.. Vorona P.N. Nasosy atomnykh elektrostantsiy. – M.: Energo-atomizdat. 1987. – 256 s.: il.

10. Robozhev A.V. Nasosy dlya atomnykh elektrostantsiy. M.: Energiya. 1979. 135 s.

11. Budov V.M. Nasosy AES. - M.: Energoatomizdat. 1986. s 401.

12. Mityankov F.M.. Novinskiy E.G.. Budov V.M. Glavnyy tsirkulyatsionnyy nasos AES. M. Energiya. 1985. – 316 s.

13. Pak P.N.. Belousov A.Ya. Nasosnoye oborudovaniye atomnykh stantsiy. – M.: Energoatomizdat. 2003 g. 446

Authors of the publication

Evgeniy Ivanov - engineer of the OAO NPO CKTI.

Vladimir Kalaev - professor, PhD of the OAO NPO CKTI.

Sergey Shumilin - leading engineer, PhD of the OAO NPO CKTI.

Поступила в редакцию

05 июня 2018 г.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.165-2 (075.8)

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ СИСТЕМ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

А.Ю. Сосновский¹, Б.Е. Мурманский², Ю.М. Бродов³

¹ООО «УК Теплоэнергосервис», г. Екатеринбург, Россия ²Свердловский филиал ПАО «Т Плюс», г. Екатеринбург, Россия ³Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия

Резюме: Рассмотрены технические и организационные проблемы, связанные с нормализацией работы систем тепловых расширений (СТР) паровых турбин. Отмечено, что для ряда причин, вызывающих затруднённые перемещения корпусов подшипников, имеются апробированные технические решения. Показано, что при проектировании новых турбин необходимо осуществлять комплексный подход к решению задач стабильной работы СТР, её устойчивости к внешним воздействиям.

Ключевые слова: турбоагрегат, тепловые расширения, корпус подшипника, продольная шпонка, поперечная шпонка.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-71-86

UP-TO-DATE CONDITION AND PERSPECTIVE SOLUTIONS FOR IMPROVEMENT OF HEAT EXPANSION SYSTEMS OF STEAM TURBINES

A.Yu. Sosnovskiy¹, B.E. Murmanskii², Yu.M. Brodov³

¹Teploenergoservis Management Company, Ekaterinburg, Russia ²T-plus group, Ekaterinburg, Russia ³Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia

Abstract: Technical and organizational problems, connected with functioning normalization for heat expansion systems (HES) of steam turbines are considered. The approved technical decisions for a range of reasons of bearing cases moving difficulties are noticed. It is presented, that the

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

complex approach for solutions of HES stable operating and exposure resistance is necessary at the new turbines design.

Keywords: turbine unit, heat expansion, bearing case, longitudinal spline, transversal spline.

Вопросы манёвренности и надёжности работы турбоагрегатов рассматриваются, как правило, с точки зрения их вибрационного и теплового состояния [1; 2]. Именно изменение теплового состояния цилиндров турбины вызывает перемещение её выносных корпусов подшипников (далее везде речь идёт о выносных корпусах подшипников турбины) по фундаментным рамам, а затруднения, возникающие при перемещении корпусов подшипников, вызывают нарушения вибрационного состояния всего турбоагрегата. Анализ эксплуатационной документации показывает, что при наработке турбин 25–30 тыс. часов после ремонта возникают нарушения в работе СТР [3]. Нарушения нормального процесса тепловых расширений турбины приводят к увеличению времени её пуска, дополнительным неплановым пускам и остановам, ограничению мощности турбоагрегата и, как следствие, к перерасходу топлива на ТЭС.

За последние десятилетия (начиная с конца 70-х годов XX века) выполнено значительное количество работ по выявлению и предотвращению причин, вызывающих нарушения в работе систем тепловых расширений (СТР) паровых турбин [4–10], однако на многих вновь вводимых турбинах уже при первых пусках продолжают проявляться проблемы, обусловленные работой данного узла.

В настоящей статье, по результатам выполненных авторами за последние 20 лет обследований СТР турбин разной мощности, а также на основе опыта эксплуатации, ремонта и модернизации этого узла, сформулирован и рассмотрен ряд проблем, приводящих к снижению надежности и маневренности турбин, вызванных нарушениями в работе системы тепловых расширений.

Проблемы, связанные с нарушениями в работе СТР, можно разделить на технические и организационные.

<u>Технические проблемы</u> связаны с конструктивными особенностями конкретных турбин и их СТР. Условно их можно разделить на две группы:

• проблемы, вызванные повышенными силами трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам;

• проблемы, связанные с возникновением дополнительных сил трения на продольных шпонках при перемещении корпусов подшипников.

Вопрос возникновения повышенных сил трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам можно считать технически решенным. Подробно предложенные технические решения будут рассмотрены ниже.

Ко второй группе технических проблем можно отнести:

- заклинивание одной из лап цилиндра турбины на поперечных шпонках;
- возникновение температурного перекоса по фланцам цилиндров турбины;
- влияние усилий от присоединённых к турбине трубопроводов;

• износ контактных поверхностей продольной шпонки и направляющего паза в подошве корпуса подшипника.

По некоторым проблемам этой группы уже имеются эффективные технические решения, а некоторые требуют дополнительного изучения и поиска новых эффективных технических решений. Ниже будет рассмотрено современное состояние и перспективные, по мнению авторов, пути решения технических проблем второй группы.

<u>Организационные проблемы</u> связаны с реализацией наработанных технических решений. Сюда входят вопросы изменения конструкций отдельных узлов СТР, вопросы организации ремонтов элементов СТР в процессе эксплуатации турбоагрегатов, а также вопросы оснащения турбоагрегатов КИПиА в объеме, необходимом для уверенной диагностики причин, возникающих затруднений в работе СТР.

Многоцилиндровые паровые турбины, эксплуатируемые на электростанциях России, имеют, как правило, традиционную СТР [11]. Цилиндры высокого давления и паровпускные части цилиндров среднего давления опираются на корпуса подшипников лапами, выполненными на уровне горизонтального разъема. Корпуса подшипников установлены на фундаментные рамы, жестко соединённые с поперечными балками (ригелями) фундамента турбины. Корпуса подшипников могут свободно перемещаться по фундаментной раме вдоль оси турбины по направляющим, так называемым (т.н.) «продольным шпонкам», имеющим форму прямоугольной призмы. В подошве корпуса подшипника выполнен направляющий паз. Передача сдвигового усилия от цилиндров турбины на корпуса подшипников, возникающего при изменении температурного состояния цилиндров, осуществляется через так называемые «поперечные шпонки», также выполненные в форме прямоугольных призм, но ориентированных поперек оси турбины и жестко закреплённых на корпусе подшипника под лапами, либо выполненных на лапах. Ответные пазы выполняются, соответственно, либо в лапах, либо в корпусах подшипников. Соосность осей корпусов подшипников и осей цилиндров турбины обеспечивается т.н. «вертикальными шпонками». Величины зазоров во всех узлах СТР (шпонках) задаются заводами – изготовителями турбин.

Проблемы, вызванные повышенными силами трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам

Основными причинами затруднений в работе СТР долгое время считались увеличение коэффициента трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме, вследствие загрязнения поверхности, и повышенная весовая нагрузка, передающаяся от цилиндра турбины на подошву корпуса подшипника.

Для решения этой проблемы было опробовано множество технических решений как по снижению весовой нагрузки на корпус подшипника, так и по снижению коэффициента трения на поверхностях скольжения.

Применение различных разгружающих устройств [11] не вышло за рамки экспериментальных работ в связи со сложностями их монтажа и наладки.

Исследования и разработки по снижению коэффициента трения развивались как по линии применения различных смазок, так и по линии применения новых материалов на поверхностях скольжения.

Применение смазок показало их недостаточную стойкость к внешнему воздействию и загрязнению, давало краткосрочный эффект [5; 6]. Воздействие на смазку относительно высоких температур и попадание пыли, особенно на угольных станциях, приводит к обратному эффекту: смазка на основе масла закоксовывается и скольжение корпусов подшипников затрудняется. Происходит абразивный износ поверхностей скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме. Нарушается их плоскостность, что также приводит к затруднённым тепловым перемещениям корпуса подшипника по фундаментной раме. Так, например, авторы наблюдали неплоскостность величиной 1,8 мм подошвы корпуса среднего подшипника турбины К-300-240 XT3 ст. № 2 Рефтинской ГРЭС [12].

Хорошие результаты показало применение поверхностно-активных веществ, в частности – эпилама [13]. В результате применения этих веществ на поверхностях скольжения образовывалась плёнка, заполняющая микропоры и царапины предотвращающая коррозию; тем не менее, широкого промышленного применения использование поверхностно-активных веществ в турбиностроении пока не нашло.

Наилучшие результаты по достижению долговременного результата показало применение антифрикционных модулей из композиционных материалов. Наибольшее распространение на отечественных электростанциях получило применение

металлофторопластовой ленты (МФЛ), которая снижает коэффициент трения трущейся пары приблизительно вдвое [6]. Существенным преимуществом МФЛ перед антифрикционными модулями на основе других материалов является возможность устанавливать её во время ремонта без демонтажа и, зачастую, без механической дообработки корпуса подшипника. Наиболее важным эффектом применения МФЛ, по мнению авторов, является то, что при контакте покрытия ленты со стальной или чугунной ответной поверхностью антифрикционный материал заполняет неровности в ответной поверхности. Образуется плёнка, препятствующая коррозии этой поверхности и служащая смазочным слоем. Опыт длительной эксплуатации МФЛ показал, что замена покрытия не требуется, как минимум, два межремонтных периода.

Таким образом, учитывая наработанные и массово апробированные технические решения, проблему повышенных сил трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам можно считать практически решенной.

Проблемы возникновения дополнительных сил трения на продольных шпонках и перспективные пути их решения

Результаты обследования турбин, имеющих проблемы в работе СТР, в том числе и после работ по модернизации поверхностей скольжения корпусов подшипников, показывают, что в большинстве случаев величины закрутки ригелей фундамента под корпусами подшипников значительно превышают величины, которые могут быть объяснены увеличением сил трения из-за загрязнения поверхностей скольжения. Соответственно, дополнительные силы трения могут возникнуть только на поверхностях контакта корпусов подшипников и продольных шпонок, т.е. в паре «паз подошвы корпуса подшипника – продольная шпонка» (в дальнейшем, «паз – продольная шпонка»).

Анализ конструкции традиционной СТР и результатов выполненных обследований турбин показывают, что можно выделить следующие проблемы, связанные с возникновением повышенных сил трения на продольных шпонках:

1. Заклинивание одной из лап цилиндра на поперечных шпонках, которое приводит к поперечному несимметричному смещению оси корпуса подшипника и, как следствие, возникновению дополнительных сил трения на продольных шпонках [1].

Для исключения этой причины были разработаны различные конструкции сочленения, исключающие заклинивание лапы цилиндра турбины на корпусе подшипника.

Так, НПО ЦКТИ разработало конструкцию «разрезной шпонки» [10, 14]. В настоящее время в эксплуатации находятся 16 турбин К-200-130, К-300-240, Т-250-240, оснащенных «разрезными шпонками» (Киришская ГРЭС, Конаковская ГРЭС, Шатурская ГРЭС, ТЭЦ-22 Мосэнерго) [15].

В ГК «Теплоэнергосервис» было разработано и защищено патентами три конструкции т.н. «поворотных шпонок» для различных типов опирания лап цилиндра турбины на корпус подшипников и в зависимости от величины передаваемого осевого усилия: «поворотная поперечная шпонка» [16]; «обратная поворотная шпонка» [17] и «дисковая поворотная шпонка» [18]. Поворотные шпонки успешно применялись при ремонтах и модернизациях турбин производства Уральского турбинного завода (Т-100/120-130 и Т-110/120-130, ПТ-135-130, Т-175-130 и Т-185-130, Т-250-240), Ленинградского металлического завода (ПТ-60-130, ПТ-80-130, К-200-130, К-300-240) и Харьковского турбинного завода (К-300-240). Кроме того, поворотные шпонки установлены практически на все турбины собственного производства ГК «Теплоэнергосервис» (К-175-12,8, К-330-23,5 и пр.) Всего было установлено более 60 комплектов поворотных шпонок. Общий принцип работы «разрезных» и поворотных шпонок показан на рис. 1.

В результате исследования турбин, оборудованных «поворотными» поперечными шпонками, было установлено [19], что взаимные угловые перемещения лап и соответствующих опорных поверхностей корпусов подшипников (т.н. «стульев») достигают
значений, которые значительно превосходят пределы, обусловленные формулярными зазорами, заданными заводами-изготовителями, что при штатной конструкции шпонок приводит к заклиниванию лапы цилиндра турбины на корпусе подшипника. Так, например, при заданном заводом-изготовителем для турбины T-110/120-130-5 зазоре на поперечных шпонках от 0,12 до 0,15 мм взаимные угловые перемещения лап и «стульев» были эквивалентны зазору 0,6 мм. Для турбины K-300-240 XT3 взаимные угловые перемещения лап и «стульев» достигали величины, эквивалентной зазору 2,03 мм, при штатном зазоре на поперечных шпонках от 0,25 до 0,35 мм. Применение «разрезных» и «поворотных» поперечных шпонок позволяет не только полностью исключить заклинивание лапы цилиндра турбины на поперечной шпонке, но и обеспечить стабильные зазоры в этом узле в течение межремонтного периода.



Рис. 1. Принцип работы «поворотных» и «разрезных» поперечных шпонок

Несмотря на то, что проблему возникновения дополнительных сил трения на продольных шпонках в результате заклинивания одной из лап цилиндра на поперечных шпонках можно с технической точки зрения считать решенной, с организационной стороны она никак не решена. Авторам не известны случаи применения заводами-изготовителями мощных паровых турбин (ЛМЗ и УТЗ) «разрезных» и «поворотных» поперечных шпонок или подобных им конструкций, исключающих заклинивание лапы, на новых турбинах.

2. Возникновение температурного перекоса по фланцам цилиндров турбины (разная температура фланцев цилиндра слева и справа) является одной из причин заклинивания корпусов подшипников на продольных шпонках в традиционной схеме передачи осевого усилия через лапы цилиндров [1, 9, 10]. Дополнительные силы трения на поверхностях контакта корпуса подшипника и продольных шпонок могут возникать [9, 20] уже при допустимой величине температурного перекоса 10 градусов. В реальности величина температурного перекоса зачастую значительно превышает допустимую (авторы наблюдали разницу температур фланцев в 60 градусов).

Несмотря на то, что необходимость избегать температурного перекоса записана в инструкциях по эксплуатации турбин, у персонала станций в настоящее время нет надёжных инструментов, позволяющих регулировать эту величину. Имеющиеся системы обогрева фланцев и шпилек не позволяют оперативно и с необходимой точностью изменять

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

разность температур фланцев. При этом, как правило, этот параметр можно отслеживать и регулировать только на ЦВД. По фланцам/сторонам ЦСД и ЦНД разность температур практически не контролируется. Необходимо отметить, что у большинства мощных турбин осевое усилие от ЦНД передается непосредственно на корпус ЦСД и далее на корпус подшипника между ЦВД и ЦСД. Таким образом, разное удлинение сторон ЦНД, даже при отсутствии температурного перекоса на ЦСД, может привести к тому, что одна из лап ЦСД, опирающихся на корпус подшипника, будет опережать другую. В этом случае также возможно возникновение дополнительных сил трения в паре «паз – продольная шпонка».

Избежать влияния температурного перекоса на работу СТР позволяют схемы с передачей осевого усилия от цилиндра на корпус подшипника по оси турбины. Известно о реальном использовании трёх типов таких устройств.

С 90-х годов прошлого века Харьковский турбинный завод (ныне НПО «Турбоатом») на своих турбинах, в частности на турбинах типа К-325-23,5 и К-500-23,5-2 [21, 22], применяет сцепное устройство, т.н. «тяни-толкай» (рис. 2), которое выполняет одновременно функции поперечных и вертикальных шпонок.



Рис. 2. Сцепное устройство типа «тяни-толкай»: *I* – корпус цилиндра турбины; *2* – корпус подшипника; *3* – сцепное устройство

Похожая конструкция применяется на ряде зарубежных машин. В частности, на турбинах фирмы «Парсонс» в 60-х годах XX века [23] задача передачи осевого усилия от цилиндра турбины на корпус подшипника решалась применением конструкции на основе упругого элемента в виде гибкой горизонтальной пластины, также выполнявшей роль поперечной и вертикальной шпонок традиционной СТР. Общий вид такой конструкции, используемой в настоящее время, например, в турбинах *Skoda*, показан на рис. 3. Упругий элемент допускает взаимное перемещение цилиндра турбины и корпуса подшипника по вертикали, но при этом остается очень жестким в поперечном и осевом направлении.

Другая конструкция сцепного устройства [24] была применена на турбине T-250/300-240 ст. № 9 ТЭЦ-22 «Мосэнерго» в 1993 году. Общий вид сцепного устройства, т.н. «серьгового» типа, показан на рис. 4. Для установки устройства использовались штатные места под вертикальные шпонки. Крепление к корпусу подшипника, по сравнению со штатной вертикальной шпонкой, было усилено, чтобы воспринять повышенные нерасчётные усилия. Необходимо также отметить, что одновременно со сцепным

© А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов

устройством на этом турбоагрегате были установлены, в страхующем режиме, т.е. с увеличенными зазорами по лапе, «разрезные» шпонки ЦКТИ. По прошествии двух межремонтных периодов была выполнена ревизия сцепного устройства. Натиров, задиров и следов выработки на сопрягаемых поверхностях устройства при ревизии не было обнаружено. Проблем с тепловыми расширениями после выполнения модернизации на этой турбине не наблюдалось. Поскольку одновременно было внедрено две конструкции, предназначенных для нормализации тепловых расширений, то определить, какая из них внесла больший вклад, затруднительно. По мнению авторов, больший эффект дало применение сцепного устройства.



Рис. 3. Сцепное устройство в виде гибкой пластины: *I* – корпус подшипника; *2* – гибкая пластина; *3* – крепление к корпусу подшипника

Необходимо особо отметить, что применение вышерассмотренных устройств, кроме исключения влияния температурного перекоса, позволяет ещё снизить величину момента закручивающего ригель фундамента при перемещении корпуса подшипника по фундаментной раме за счёт переноса точки приложения горизонтального усилия из плоскости горизонтального разъёма практически в плоскость поверхности скольжения.

Несмотря на явные преимущества вышеописанных устройств передачи осевого усилия, ни одно из них, или их аналоги, не были применены серийно отечественными заводами-изготовителями турбин. Применение подобных устройств ремонтными организациями осложнено необходимостью выполнения доработки, как минимум, корпусов подшипников в заводских условиях и необходимостью согласования модернизации с заводами-изготовителями.

Таким образом, проблему влияния температурного перекоса на фланцах цилиндров турбин на работу СТР возможно решить двумя способами: созданием системы обогрева фланцев цилиндров, способной предотвращать появление разности температур на фланцах; изменением схемы передачи осевого усилия от цилиндра турбины на корпус подшипника с исключением из неё лап цилиндра.



Рис. 4. Сцепное устройство «серьгового» типа: 1 – опора под лапу; 2 – поперечная шпонка; 3 – лапа цилиндра; 4 – корпус цилиндра; 5 – продольные шпонки; 6 – сцепное устройство; 7 – вильчатый хвостовик; 8 – штифт; 9 – серьга

3. Влияние усилий от присоединённых к турбине трубопроводов может вызвать дополнительные силы трения на поверхностях контакта корпусов подшипников и продольных шпонок

Результаты анализа данных по эксплуатации турбин, у которых была выполнена замена штатных неподвижных поперечных шпонок «разрезными» и «поворотными» поперечными шпонками и на поверхностях скольжения установлена МФЛ, показали, что выполненные мероприятия позволили, как правило, нормализовать работу традиционной СТР. Тем не менее, в ряде случаев проблемы с тепловыми перемещениями корпусов подшипников проявлялись вновь.

Анализ таких случаев показывает, что затруднения связаны с повышенными силами трения, возникающими в паре «паз – продольная шпонка» при повороте корпуса подшипника в горизонтальной плоскости. Применение «разрезных»/«поворотных» поперечных шпонок полностью исключает возможность заклинивания одной из лап на стуле корпуса подшипника. Поэтому, кроме ранее рассмотренных температурных перекосов по фланцам цилиндров, причиной появления дополнительных сил трения на продольных шпонках, по мнению авторов, является действие на турбину усилий и моментов со стороны присоединённых к ней трубопроводов.

Проблема влияния усилий от трубопроводов на работу СТР является, по-видимому, самой малоизученной, ей в настоящее время уделяется ещё значительно меньше внимания, чем ранее рассмотренным причинам возникновения нарушений в работе СТР. Чаще всего рассматривается изменение вертикальных усилий, передающихся от присоединённых к цилиндрам турбин трубопроводов на корпуса подшипников [9, 10, 25].

Несмотря на то, что о необходимости устранения ошибок, допущенных при монтаже или ремонте трубопроводов, корректировки проектных решений, связанных с несовершенством расчётных методов, принятых до широкого внедрения электронно-

© А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов

вычислительной техники, известно достаточно давно, на станциях этой теме уделяется недостаточно внимания. Чаще всего это связано с недостатком информации для диагностирования причин затруднённых СТР и с нечеткими представлениями о принципах работы систем компенсации тепловых расширений трубопроводов (СКТР), которые призваны если не исключить, то максимально снизить уровень усилий, передаваемых от трубопроводов на турбину.

У теплофикационных турбин проблемы тепловых расширений зачастую связаны с неправильной ориентацией стяжек линзовых компенсаторов на трубопроводах большого диаметра [19]. Во время эксплуатации это проявляется, как правило, в зависимости вибрационного состояния турбоагрегата от режимов работы. На самих трубопроводах появляются такие дефекты, как деформация или обрыв стяжек линзовых компенсаторов, появление свищей на линзовых компенсаторах и их деформации (как правило, удлинение и раздутие). В редких случаях станции обращаются по таким поводам к специализированным организациям для выяснения причин возникновения дефектов; зачастую ограничиваются заменой компенсаторов исходя только из диаметра трубы и количества линз. Например, на турбине Т-100-130 ст.№4 Казанской ТЭЦ-3, где наблюдалось появление низкочастотной вибрации на отдельных режимах работы турбины, часть линзовых компенсаторов на одной нитке трубопровода отбора пара к ПСГ-2 была станцией самостоятельно, без консультаций с заводом или специализированной организацией, заменена на компенсаторы того же внутреннего диаметра, с тем же количеством линз, но с меньшей компенсирующей способностью. Соответственно, после такой замены усилия и моменты, действующие на ЦСД турбины со стороны этой нитки трубопровода, отличаются от расчётных в большую сторону.

С другой стороны, кроме недостаточного внимания со стороны ремонтных организаций и эксплуатационного персонала, заводы-изготовители, по мнению авторов, также уделяют недостаточно внимания проблеме влияния усилий от трубопроводов на работу СТР турбин.

Несмотря на постоянное совершенствование расчётных методов определения усилий и моментов, действующих на турбину со стороны присоединённых трубопроводов, на некоторых новых турбинах авторы наблюдали явное влияние изменения теплового состояния трубопроводов, например, при включении теплофикационного отбора на работу СТР. Тем не менее, насколько известно авторам, моделирование влияния присоединённых трубопроводов на работу турбины при переходных режимах работы практически отсутствует. Расчеты трубопроводов при проектировании турбоустановок выполняются только для холодного и полностью прогретого состояния турбины. Промежуточное тепловое состояние турбоустановки и интегральное воздействие трубопроводов на турбину при проектировании не рассматриваются.

Также необходимо отметить, что конструкция стяжек линзовых компенсаторов, применяемых заводами, эффективность которых сильно зависит от их ориентации [11], не изменяется с 50-х годов XX века. С тех пор были разработаны и производятся новые конструкции стяжек, лишенные прежних недостатков и ограничений. Для трубопроводов большого диаметра может оказаться целесообразным применение конструкции шарнирных узлов с карданными стяжками [11], работа которых не зависит от их ориентации относительно осей трубопровода.

Считаем, что кроме пути снижения интегральных усилий и моментов, прилагаемых к турбине со стороны присоединённых трубопроводов, необходимо также обратить внимание и на разработку конструкций СТР, устойчивых к внешнему воздействию, принципиально исключающих заклинивание в узле «паз – продольная шпонка». Анализ взаимодействия корпуса подшипника с продольными шпонками показал, что возможно четыре вида контакта в сопряжении «продольная шпонка — паз». Наиболее «опасным» для работы СТР, с точки зрения возникновения «заклинивания» в паре «паз – продольная шпонка», является «диагональный» контакт [26], когда продольные шпонки контактируют одновременно с обеими стенками паза. Выполненное авторами расчётное исследование для традиционной СТР показало, что при определенном соотношении величин зазоров на продольных, вертикальных и поперечных шпонках никакое смещение цилиндров турбины, ограниченное зазорами в СТР, не может привести к заклиниванию в паре «паз – продольная шпонка». Изменение соотношения величин зазоров, в частности увеличение зазоров на поперечных шпонках в результате взаимных угловых перемещений лап и поперечных шпонок при изменении теплового состояния цилиндра [19], приводит к потере устойчивости СТР и повышает вероятность заклинивания в паре «паз – продольная. Этот эффект во многом объясняет и возникновение затруднённых тепловых перемещений через 25 – 30 тыс. часов эксплуатации турбины.

4. Износ контактных поверхностей продольной шпонки и направляющего паза в подошве корпуса подшипника

В современных турбинах продольные шпонки, как правило, выполнены из стали 45 или 35ХМ. Допускаемые напряжения смятия для этих сталей около 300 МПа (3 000 кг/см²). Корпуса подшипников (в т.ч. подошву) выполняют, как правило, сварными, из простой углеродистой стали (Ст. 3). Допускаемые напряжения смятия для Ст. 3 около 190 МПа (1 900 кг/см²).

Расчеты, выполненные с использованием аналитической и МКЭ моделей взаимодействия корпуса подшипника и фундаментной рамы (продольных шпонок) при возникновении допустимого температурного прекоса в 10 градусов на фланцах ЦВД, показали [21], что величина усилия, приложенного к продольной шпонке со стороны корпуса переднего подшипника, составляет около 160 кН. Соответственно, площадь контактной поверхности в паре «паз – корпус подшипника», при которой ещё не возникают пластические деформации, должна составлять не менее 8,68 см². С учётом того, что обычно высота части продольной шпонки, контактирующей с корпусом подшипника, составляет 20 мм, то длина контактной площадки должна быть не менее 44 мм. Если предположить, что увеличение уклона ригеля вместо расчётной величины 0,2 мм/м [27] до допустимой величины 0,5 мм/м [4] происходит за счёт дополнительной силы трения на продольных шпонках и исходить из коэффициента трения 0,3, как принимается для поверхности скольжения подошвы корпуса подшипника по фундаментной раме [27], то для корпуса среднего подшипника турбины типа Т-100/110-130 УТЗ, например, длина контактной площадки, обеспечивающей отсутствие пластических деформаций, должна составить не менее 162 мм.

Учитывая, что продольные шпонки изготовлены из более твердого материала, при повороте корпуса подшипника в горизонтальной плоскости пластические деформации будут возникать на боковых поверхностях паза в подошве корпуса подшипника. Продольная шпонка врезается в тело корпуса подшипника и препятствует его перемещению вдоль оси турбины. Так, при осмотре паза в подошве корпуса переднего подшипника новой одноцилиндровой турбины мощностью 63 МВт, выполненном при выявлении причин неудовлетворительного вибрационного состояния при первых пусках, были обнаружены значительные натиры и вмятина. На продольных шпонках также возникли натиры [28].

Ретроспективный анализ конструкции этого узла показал, что первоначально корпуса подшипников изготавливались из чугуна, который имеет более высокую твердость, чем материал продольных шпонок. Соответственно, при взаимодействии продольных шпонок и корпусов подшипников пластические деформации возникали на поверхности продольных шпонок (шпонки естественным образом принимали ромбовидную форму) и не препятствовали перемещению корпуса подшипника. Кроме того, содержащийся в чугуне графит выполнял функцию смазки в этой контактной паре.

К сожалению, при замене материала заводы-изготовители турбин не учли этого аспекта.

© А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов

Решить эту проблему можно двумя способами: изменением соотношения прочностных характеристик материалов в паре «паз – продольная шпонка» или/и изменением конструкции этого узла таким образом, чтобы площадь контактной поверхности в этом узле всегда была постоянной.

Первый способ был реализован при выполнении работ по наладке работы СТР турбин типа T-250/300-240 УТЗ на Минской ТЭЦ [8]. Участки боковых поверхностей пазов с пластическими деформациями в подошвах корпусов подшипников были выбраны и на их место установлены пластины из литого антифрикционного композиционного материала, имеющего повышенную твердость. Кроме того, такие же пластины были установлены на поверхности скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам. В результате внедренных мероприятий все ограничения по режимам работы турбины были сняты.

Второй способ предполагает применение продольных шпонок (направляющих), использующих принцип поворотности (аналогично поворотным поперечным шпонкам). Один из вариантов таких продольных шпонок был реализован предприятием ООО «Комтек – Энергосервис» на турбине T-180-130 ЛМЗ Вильнюсской электростанции [29]. Другой вариант конструкции направляющих, обеспечивающих постоянство площади контактной поверхности, был предложен авторами настоящей работы [30]. В настоящее время прорабатывается его реализация при проведении реновации паровых турбин мощностью 60 ... 100 МВт.

Организационные проблемы

Кроме рассмотренных выше технических проблем, препятствующих решению задачи нормализации тепловых расширений, необходимо отметить и организационные проблемы.

5. Вопросы изменения конструкций отдельных узлов СТР

Проблема изменения конструкций отдельных узлов СТР связана с отсутствием со стороны таких крупных отечественных изготовителей турбин как ЛМЗ и УТЗ интереса к внедрению существующих и разработке новых технических решений по минимизации сил трения, возникающих в паре «паз – продольная шпонка», отсутствием комплексного подхода к организации работы СТР.

6. Вопросы организации ремонтов элементов СТР в процессе эксплуатации турбоагрегатов

Другая организационная проблема связана с профилактикой причин нарушений в работе СТР, с организацией ремонта турбин на электростанциях. Опыт эксплуатации показывает, что при выполнении ремонтов турбин недостаточное внимание уделяется ревизии узлов системы тепловых расширений, в ряде случаев при продолжительных ремонтах работы по СТР вообще не проводятся, что приводит к проблемам при пуске из ремонта и дальнейшей эксплуатации турбоагрегата. При традиционной конструкции СТР выполнение регламентных работ обеспечивает нормальную работу этого узла, но при наработке турбин после ремонта 25—30 тыс. часов, как упоминалось ранее, в ряде случаев наблюдаются нарушения в работе СТР, которые приводят к возникновению дефектов как в проточной части, так и подшипников [3].

7. Вопросы оснащения турбоагрегатов КИПиА в объеме, необходимом для уверенной диагностики причин возникающих затруднений в работе СТР

Необходимо также отметить проблему получения достаточного объёма данных для достоверной диагностики причин изменения вибрационного состояния турбоагрегата.

Как показано в работе [31], для оценки состояния СТР и первичного диагностирования причин нарушений в её функционировании необходимо оснащение турбины следующими измерениями:

- абсолютное тепловое расширение 2 канала на каждый корпус подшипника;
- уклоны ригелей 2 канала на каждый ригель под корпусом подшипника;
- уклоны корпусов подшипников 1 канал на каждый корпус подшипника;

• поперечные перемещения лап – 2 канала на каждую пару лап, опирающихся на корпуса подшипников.

Указанный объем измерений позволяет (при наличии данных о параметрах теплового состояния турбоустановки) выявлять и дифференцировать нарушения в СТР, вызванные увеличенными силами трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников, и нарушения, возникающие вследствие закусывания корпусов подшипников на продольных шпонках.

Анализ данных по оснащению турбоагрегатов измерительными каналами механических величин показывает, что при поставке новых турбин заводы-изготовители турбин стремятся ограничиться минимальным объемом оснащения, прописанным в устаревших нормативных документах, но недостаточном для уверенной диагностики причин нарушений в работе СТР. При переоснащении турбоагрегатов средствами вибромониторинга или АСУ ТП станции заказывают комплектность исходя из собственных представлений о возможности диагностики или исходя из ограниченности выделенных средств. При этом основное внимание уделяется контролю вибрационного состояния турбоагрегата; объем закупки приборов контроля работы элементов системы тепловых расширений турбины, как правило, недостаточен для выявления причин нарушения в работе СТР, вызывающих изменения вибросостояния турбины. Учитывая общую стоимость систем вибромониторинга или АСУ ТП и стоимость отдельных измерительных каналов, дооснащение их до необходимого уровня не вызовет значительного роста стоимости вибросостояния турбины.

Основные выводы

1. На протяжении более 30 лет вопросы нормализации работы систем тепловых расширений и предотвращения повреждений турбин из-за проблем этого узла остаются актуальными.

2. При проектировании новых турбин необходимо обеспечивать комплексный подход к решению задач стабильной работы СТР. Применяемые технические решения должны обеспечивать стабильность триботехнических характеристик контактных поверхностей в паре «корпус подшипника – фундаментная рама» и устойчивость СТР к внешнему воздействию.

3. При разработке новых турбин, для исключения возникновения нарушений в работе СТР, целесообразно применить конструкцию сочленения цилиндров турбины и корпусов подшипников с передачей сдвигового усилия от тепловых расширений по оси турбины.

4. Целесообразно изменить конструкцию направляющих осевого перемещения корпусов подшипников таким образом, чтобы всегда обеспечивалось постоянство площади контактной поверхности, что исключит пластические деформации в этом узле.

5. Для турбин с традиционной СТР целесообразно разработать систему управления обогревом фланцев горизонтального разъема цилиндров.

6. Для турбин с традиционной СТР особое внимание необходимо уделить обеспечению устойчивости СТР к внешнему воздействию, в частности усилиям от трубопроводов.

Литература

1. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. / А.Д. Трухний; 2-е изд., перераб. и доп. // М.: Энергоатомиздат, 1990. 640 с.

2. Костюк А.Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций/ А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний / Под ред. А. Г Костюка, В.В. Фролова; 2-е изд., перераб. и доп. // М.: Издательство МЭИ, 2001. 488 с.

3. Мурманский Б. Е. Стратегия ремонтов паровых турбин на основе анализа надежности их

узлов / Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов, С.Л. Васенин, В.В. Лебедев // Надежность и безопасность энергетики. 2014. No 4 (27). С. 58-63.

4. Методические указания по нормализации тепловых расширений паровых турбин тепловых электростанций: РД 34.30.506-90. М.: Минэнерго, 1990. 40 с.

5. Авруцкий Г.Д. О скольжении корпусов подшипников паровых турбин / Г.Д. Авруцкий, Э.Д. Браун, Э.А. Дон [и др.] // Теплоэнергетика, 1991. № 1. С. 18–24.

6. Авруцкий Г.Д. Металлофторопластовая лента на поверхностях скольжения корпусов подшипников турбин / Г.Д. Авруцкий, С.Л. Дубровский, И.А.Савенкова // Теплоэнергетика. 1995. № 5. С. 62–65.

7. Шаргородский В.С. Нормализация тепловых расширений мощных паровых турбин / В.С. Шаргородский, Л.А. Хоменок, М.К. Курмакаев // Электрические станции. 1996. № 6. С. 12–19.

8. Жорник В.И. Рекомендации по ремонту и реконструкции тяжелонагруженных узлов скольжения с использованием композиционных материалов / В.И. Жорник, А.С. Калиниченко, В.Я. Кезик, Ю.В. Кобзарь, А.А. Кот. Минск: Институт технической кибернетики НАН Беларуси, 2000. 88 с.

9. Розенберг С.Ш. Исследование мощных паровых турбин на электростанциях / С.Ш. Розенберг, Л.П. Сафонов, Л.А. Хоменок //М.: Энергоатомиздат, 1994. 272 с.

10. Хоменок Л.А. Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС. Т. 1. Совершенствование паровых турбин / Л.А. Хоменок, А.Н. Ремезов, И.А. Ковалев, В.С. Шаргородский, С.Ш. Розенберг, В.И. Олимпиев, под ред. Л.А. Хоменока // СПб.: Изд. ПЭИпк, 2001. 340 с.

11. Сосновский А.Ю. Системы тепловых расширений паровых турбин: учебное пособие для вузов/ А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов / Под общ. ред. Ю.М. Бродова. Екатеринбург: УРФУ, 2015. 132 с.

12. Ермолаев В.В. Исследование системы тепловых расширений турбин К-300-240ХТЗ Рефтинской ГРЭС / В.В.Ермолаев, А.Ю. Сосновский, Я.И. Евсеев, А.И. Шкляр, Б.Е. Мурманский, М. М. Мительман // Совершенствование турбин и турбинного оборудования: Региональный сборник научных статей: УГТУ, 1998. 287 с.

13. Применение фторсодержащих поверхностно-активных веществ для повышения надежности работы турбоагрегатов / Б.Е. Мурманский, Г.Д. Бухман, М.М. Мительман, В.А. Зайцев // Электрические станции. 2002. № 5, С. 52–53.

14. Патент 1617159 РФ. Опора корпуса турбомашины / Л.А. Хоменок, В.С. Шаргородский, С.Ш. Розенберг, В.Н. Ильин, А.Т. Коган// БИ. №48, 1990.

15. Модернизация системы опирания цилиндров [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.ckti.ru/cylinders_support.html (дата обращения: 24.04.2018).

16. Патент 2134797 РФ Опора корпуса турбомашины // Б.И. №23, 1999.

17. Патент 2146332 РФ. Устройство сочленения корпуса и опоры / Евсеев Я.И., Сосновский А.Ю., Ермолаев В.В. / Б.И. №7, 2000.

18. Патент 2165532 РФ. Опора корпуса турбомашины / Евсеев Я.И., Сосновский А.Ю., Ермолаев В.В., Шкляр А.И. / Б.И. 2001. №11.

19. Ермолаев В.В. Комплексный подход к нормализации тепловых расширений турбины / В.В. Ермолаев, А.Ю. Сосновский, А.И. Шкляр, М.В. Великович, М.В. Фертиков, Б.Е. Мурманский, М.М. Мительман // Электрические станции. 2002. № 5. С. 26–31.

20. Сосновский А.Ю. Разработка моделей для исследования влияния температурного перекоса по фланцам корпуса цилиндра на работу системы тепловых расширений паровой турбины/ А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, М.Ф. Целищев, Ю.М. Бродов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». 2016. Т. 16, № 2. С. 5–13. DOI: 10.14529/ power160201.

21. Герцберг Х.Я. Системы установки на фундаменте и температурные расширения многоцилиндровых паровых турбин // Х.Я. Герцберг, А.Н. Коваленко, Л.П. Сафонов, Л.Д. Френкель // М.: НИИЭинформэнергомаш, 1982. 46 с.

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7–8

22. Вирченко М.А. Двадцатилетний опыт эксплуатации турбин ХТЗ мощностью 500 МВт на тепловых и атомных электростанциях / М.А. Вирченко, Е.В. Левченко, Ю.Ф. Косяк, В.П. Сухинин, Б.А. Аркадьев, Ф.М. Сухарев, М.Г. Вишнивецкий, А.П. Еперин // Теплоэнергетика. 1996. № 1. С. 2–9.

23. Зильберштейн С.Л. Английские паровые турбины большой мощности и тенденции развития паротурбостроения Англии / С.Л. Зильберштейн. Л.Г. Тененбойм // М.: ОРГРЭС, 1966. 72 с.

24. Патент 2123603 РФ Устройство для обеспечения теплового расширения турбоагрегата / Евсеев Я.И. // Б.И. №35, 1998.

25. Балашова Р.К. Нормализация перемещений турбин от действия усилий, передаваемых трубопроводами на лапы цилиндров // Р.К. Балашова, В.В. Власов, К.А. Пашнин, Е.А. Попова, Языков А.Е. // Электрические станции. 2013. № 6 (983). С. 14–16.

26. Сосновский А.Ю Устойчивость функционирования системы тепловых расширений паровой турбины к внешнему воздействию / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов, Ю. А. Сахнин // Электрические станции. 2017. № 6. С. 35–40.

27. Агрегаты паротурбинные энергетические. Требования к фундаментам. РТМ 108.021.102-85. Введ. 1987-01-01. М., 1985.

28. Мурманский Б. Е О выявлении причин затруднённых тепловых расширений паровых турбин / Б.Е. Мурманский, А.Ю. Сосновский // Энергетик. 2017. № 12. С. 33–37.

29. Инженерная поддержка электростанций в решении проблем эксплуатации и ремонта турбинного оборудования [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.comtecenergoservice.ru/upload/file/prezentazii/Injenernaya-podderjka-yelektrostanciy-v-reshenii-problemvekspluatacii-i-remonta-turbinnogo-oborudovaniya.pdf (дата обращения: 10.04.2018).

30. Патент RU 164088 U1 Дисковая направляющая выносного корпуса подшипника паровой турбины / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов / опубликовано 20.08.2016. Бюл. № 23.

31. Мурманский Б. Е Разработка модуля для мониторинга и диагностики состояния системы тепловых расширений паровых турбин в составе современных АСУ ТП/ Б.Е. Мурманский, А.Ю. Сосновский, Ю.М. Бродов // Энергетик. 2015. № 4. С. 51–53.

Авторы публикации

Сосновский Андрей Юрьевич – канд. техн. наук, ООО «УК Теплоэнергосервис», заместитель технического директора по турбоустановкам. E-mail: sosnovskiy66@mail.ru.

Мурманский Борис Ефимович – д-р техн. наук. ПАО «Т Плюс», начальник теплотехнического управления филиала «Свердловский». E-mail: mbesng@mail.ru.

Бродов Юрий Миронович – д-р техн. наук, профессор, действительный член АИН РФ, заведующий кафедрой «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина.

References

1. Trukhnii A. D. Stationary steam turbines. / A. D. Trukhnii; 2-e Izd., Rev. and add. // Moscow, Energoatomizdat, 1990, 640 p

2. Kostyuk A.G. Turbines of thermal and nuclear power stations / A.G. Kostiuk, V.V. Frolov, A.E. Bulkin, A.D. Trukhny; under the editorship of A. G Kostyuk, V.V. Frolov; 2nd prod., reslave. and add.//M., MEI Publishing house, 2001, 488 p.

3. Murmansky B. E. The strategy of steam turbines repairs based on the analysis of the reliability of their assemblies / B. E. Murmansky, Yu. M. Brodov, S. L. Vasenin, V. V. Lebedev // Reliability and safety of energetics. 2014. № 4(27). P. 58–63.

4. Methodical instructions for thermal expansion normalization of steam turbines of thermal power plants: RD 34.30.506—90 // M.: Minenergo, 1990. 40 pp.

© А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов

5. Avrutskii G. D. On sliding of the bearing's housings of steam turbines. / G. D. Avrutsky, E. D. Brown, E. A. Don, [etc.] // Teploenergetika, 1991. №1. P. 18–24

6. Avrutskii G. D. Metal-fl uoroplastic tape on the sliding surfaces of turbine bearing housings / G. D. Avrutsky, S. L. Dubrovskii, I. A. Savenko. // Teploenergetika, 1995. №5. P. 62–65

7. Shargorodskii V. S. The normalization of the thermal expansion of powerful steam turbines / V. S. Shargorodskii, L. A. Khomenok, M. K. Kurmakaew. // Power stations, 1996. №6. P. 12–19

8. Zhornik V. I. Recommendations for repair and reconstruction of heavy-duty sliding assemblies using composite materials / V. I. Zhornik, A. S. Kalinichenko, V. J. Keswick, J. B. Kobzar, A. A. Cat. Minsk: Institute of Industrial Cybernetics of national Academy of Sciences Belarus, 2000. 88 p.

9. Rosenberg S. Sh. Investigation of steam turbines of high capacity at power plants / Rosenberg S. Sh., Safonov L. P., Homenok L. A.//M.: Energoatomizdat, 1994. 272 p.

10. Homenok L. A. Increasing of the equipment operation for steam turbine units of thermal and nuclear power stations. Vol.1. Steam turbines improvement. L.A. Homenok, A.N. Remezov, I.A. Kovalyov, V.S. Shargorodsky, S.Sh. Rosenberg, V.I. Olimpiyev, under the editorship of L.A. Homenok//SPb, Prod. PEIpk, 2001, 340 p.

11. Sosnovskiy A. Y. Thermal expansion systems of steam turbines: a textbook for high schools / A. Sosnovskiy, B. E. Murmanskii, Yu. M. Brodov; under the General editorship of Yu. M. Brodov. – Ekaterinburg: URFU, 2015. 132 p.

12. Yermolaev, V.V., Research of thermal expansions system of the turbines K-300-240HTZ of Reftinsky GRES / V.V. Yermolaev, A.Yu. Sosnovsky, Ya.I. Evseev, A.I. Shklyar, B.E. Murmanskii, M.M. Mitelman/Improvement of turbines and turbine equipment: Regional collection of scientific articles: UGTU, 1998, 287 p.

13. Use of fluorinated surfactants for increasing the reliability of turbine units operating / Murmanskii B.E., Buchmann G.D., Mitelman M.M., Zaytsev VA.//Power plants, 2002, No. 5, p. 52-53

14. Patent 1617159 Russian Federation. Turbomachine case bearing. L. A. Homenok, V.S. Shargorodskii, S.Sh. Rosenberg, V.N. Ilyin, A.T. Kogan//BI. No. 48, 1990.

15. Modernization of cylinders bearing system [Digital resource]: http://www.ckti.ru/cylinders_support.html (24 of April 2018)

16. Patent 2134797 Russian Federation. Turbomachine case bearing // B.I. №23, 1999.

17. Patent 2146332 Russian Federation. Device for the case and bearing joint / Evseev Ya.I., Sosnovsky A.Yu., Yermolaev V.V. / B.I. No. 7, 2000.

18. Patent 2165532 Russian Federation. Turbomachine case bearing / Evseev Ya.I., Sosnovsky A.Yu., Yermolaev V.V., Shklyar A.I. / B.I. 2001. №11.

19. Yermolaev V. V. Integrated approach to thermal expansion normalization of a turbine / V. V. Yermolaev, A. Yu. Sosnovsky, A. I. Shklyar, M. V. Velikovich, M. V. Fertikov, B. E. Murmansky, M. M. Mitelman // Power stations, 2002. №5. P. 26–31

20. Sosnovskiy A. Y. Design of models for studying the eff ect of temperature skew of the cylinder body's fl anges on the operation of the thermal expansion system of a steam turbine / A. Y. Sosnovskiy, B. E. Murmanskii, M. F. Tselishchev, Yu. M. Brodov // Bulletin of the SUSU. Series «Energy». – 2016. – Vol. 16, № 2. P. 5–13. DOI: 10.14529 / power160201. «Energy». – 2016. – V.16, No2. – P. 5–13. DOI: 10.14529/ power160201

21. Gertsberg H.Ya. The systems of installation on the base and the temperature expansions of multicylinder steam turbines//H.Ya. Gertsberg, A.N. Kovalenko, L.P. Safonov, L.D. Frenkel//M., Niieinformenergomash, 1982. 46 p.

22. Virchenko M.A. Twenty-year operating experience of HTZ turbines with a power of 500 MW on thermal and nuclear power plants / M.A. Virchenko, E.V. Levchenko, Yu.F. Kosyak, V.P. Sukhinin, B.A. Arkadyev, F.M. Sukharev, M.G. Vishnivetsky, A.P. Eperin//Power system. 1996. No. 1. P. 2-9.

23. Zilberstein S.L. English high power steam turbines and tendency of development of steam turbine construction in England / Zilberstein S.L. Tenenboym L.G.//M., ORGRES, 1966. 72 p.

24. The patent 2123603 Russian Federation. Device for providing the turbine unit thermal expansion / Evseev Ya.I.//B.I. No. 35, 1998.

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

25. Balashova R. K. Normalization of displacement of turbines from the action of forces transmitted by pipelines to the feet of cylinders / R. K. Balashov, V. V. Vlasov, K. A. Pashnin, E. A. Popova, A. E. Yazykov // Power stations. 2013. №6. P. 14–16.

26. Sosnovskii A.Y. Stability of the thermal-expansion system of a steam turbine against external factors / Sosnovskii A.Y., Murmanskii B.E., Brodov Y.M., Sakhnin Y.A.// Power stations. 2017. №6. p. 35–40

27. Technical Guides RTM 108.021.102–85. Steam-Turbine Units: Requirements to Foundations [in Russian], Moscow (1985).

28. The Murmanskii B. E. About the identification of the reasons of the steam turbines complicated thermal expansions / B.E. Murmanskii, A.Yu. Sosnovskiy,// Energetik. 2017. No. 12. P. 33-37.

29. Power stations engineering support in operation and service turbine equipment problems solving [Digital resource].http://www.comtec-energoservice.ru/upload/file/prezentazii/Injenernaya-podderjka-velektrostanciy-v-reshenii-problem-vekspluatacii-i-remonta-turbinnogo-oborudovaniya.pdf (10 of April 2018).

30. Patent RU 164088 U1. Disk direction device of the portable case of the steam turbine bearing / A.Yu. Sosnovskiy, B.E. Murmanskiy, Yu.M. Brodov / published 20 of August 2016. Bulletin No. 23.

31. The Murmanskii B. E. Development of the module for monitoring and diagnostics condition of thermal expansions system of steam turbines as a part of modern industrial control system. Murmanskii, A.Yu. Sosnovskiy, Yu.M. Brodov// Energetik. 2015. No. 4. P. 51-53.

Authors of the publication

Andrey Yurievich Sosnovsky – Cand. tech. Sciences, LLC "UK Teploenergoservis", deputy technical director for turbine units. E-mail: sosnovskiy66@mail.ru.

Boris Efimovich Murmansky – doctor of technical sciences. sciences. PJSC "T Plus", the head of the heat engineering department of the Sverdlovsk branch. E-mail: mbesng@mail.ru.

Yuri Mironovich Brody – Dr. Tech. in Economics, Professor, Full Member of the Russian Academy of Sciences, Head of the Department "Turbines and Engines" of the Ural Federal University named after the first President of Russia Boris Yeltsin.

Поступила в редакцию

08 июня 2018 г.

УДК 621.311.22

ОПЫТ ОСВОЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК РОССИЙСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

А.Н. Тугов, Г.А. Рябов, А.В. Штегман, М.Н. Майданик

OAO «ВТИ», г. Москва, ANTugov@vti.ru

Резюме: По результатам выполненных сотрудниками ВТИ наладки, испытаний и промышленного освоения головных образцов котельных установок, введенных в эксплуатацию в последние годы на российских ТЭС, показан уровень отечественной котельной техники. Намечены пути совершенствования этих головных образцов. Приводятся перспективные направления развития отечественных котельных установок, на которые следует обратить особое внимание научно-исследовательским организациям и котельным заводам.

Ключевые слова: котельная установка, пылеугольное сжигание, циркулирующий кипящий слой, трехступенчатое сжигание, вторичные энергетические ресурсы.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-87-98

DEVELOPMENT EXPERIENCE OF MODERN MADE IN RUSSIA BOILER INSTALLATIONS

A.N. Tugov, G.A. Ryabov, A.V. Shtegman, M.N. Maidanik

JSC "VTI", Moscow, Russia ANTugov@vti.ru

Abstract: Based on the results of adjustment, testing and industrial development of the main models of boiler units commissioned by Russian thermal power stations in recent years, the level of the domestic boiler plant is shown. The ways of improving these head samples are outlined. Prospective directions of development of domestic boiler plants are given, to which special attention should be paid to scientific research organizations and boiler plants.

Keywords: boiler plant, pulverized coal combustion, circulating fluidized bed, three-stage combustion, secondary energy resources.

В настоящее время в России находится в эксплуатации примерно 1650 котлов с давлением пара от 90 кгс/см² и более. Основное их количество запущено в период со второй половины 50-х и до конца 80-х годов, и преимущественно это были пылеугольные и традиционные газовые и газомазутные котлы.

В последние годы вводятся, в основном, котлы-утилизаторы после газотурбинных установок (ГТУ) и котлы, сжигающие нетрадиционные газовые топлива. Такой дисбаланс обусловлен следующими основными тенденциями, наблюдаемыми в последние годы в российской энергетике:

- снижение доли угольной генерации, особенно в европейской части;

- строительство новых установок для сжигания природного газа только на основе парогазовых технологий;

- более широкое использование горючих вторичных энергетических ресурсов в качестве топлива, в том числе нетрадиционных газообразных топлив.

1. Котельные установки для сжигания угля

Доля электроэнергии, выработанной на угольных ТЭС, в общей выработке электроэнергии России снизилась с 19–20% в начале 2000-х годов до 15–16% в середине 2010-х годов. Однако уголь по-прежнему является одним из основных источников первичной энергии для российской электроэнергетики. При этом в Сибири и на Дальнем Востоке его вклад в выработку электроэнергии достигает 50%.

В 2017 г. в России уголь как основное топливо сжигался на 87 ТЭС с установленной единичной электрической мощностью от 12 до 3800 МВт (27 ГРЭС и 60 ТЭЦ). Суммарная мощность этих ТЭС составляет около 49 ГВт, в том числе установленная «чисто» угольная мощность – 40,4 ГВт. Большинство угольных электростанций расположены на Урале и в азиатской части страны. В европейской части России суммарная мощность угольной генерации составляет чуть более 2,7 ГВт[1].

Длительность эксплуатации большей части котлов (70%) около 40 лет, срок эксплуатации 90% котлов превысил 30 лет. Оборудование имеет низкие техникоэкономические и экологические показатели и нуждается в замещении. Однако строительство новых угольных мощностей в России хоть и продолжается, но идет крайне низкими темпами.

С 90-х гг. прошлого века построено только четыре угольных блока электрической мощностью более 300 МВт (блок № 3 Березовской ГРЭС (800 МВт), блок № 10 Троицкой ГРЭС (660 МВт), блок № 3 Каширской ГРЭС (330 МВт) и блок № 9 Новочеркасской ГРЭС (330 МВт)). Введены в эксплуатацию 20 угольных энергоблоков мощностью 200–230 МВт на Беловской, Гусиноозерской, Томь-Усинской, Харанорской ГРЭС, Красноярской ТЭЦ-3, Новосибирской ТЭЦ-5, Черепетской ГРЭС. В настоящее время идет строительство Приморской ГРЭС в Калининградской области, а также Сахалинской ГРЭС-2, второй очереди Благовещенской ТЭЦ и ТЭЦ в г. Советская Гавань – на Дальнем Востоке.

Котлы для всех объектов (кроме блока № 10 Троицкой ГРЭС) изготовлены на российских предприятиях. Понятно, чтобы конкурировать с зарубежными аналогами, их технико-экономические и особенно экологические показатели должны быть значительно выше, чем у котлов на действующих российских ТЭС. Поэтому все котлы, введенные в последнее время в эксплуатацию, являются по сути головными образцами и требуют тщательной наладки с последующей доработкой в период их освоения.

Котельная установка для блока 225 МВт Черепетской ГРЭС

Одними из современных российских блоков, отвечающих требованиям по эффективности, надежности и экологичности, являются установленные на Черепетской ГРЭС новые энергоблоки мощностью 225 МВт, на которых ОАО «ВТИ» (далее ВТИ) в 2016–2017гг. проводил режимную наладку.

Котельный агрегат ТПЕ-223, входящий в состав этих энергоблоков, изготовлен на AO ТКЗ «Красный котельщик». Имеет традиционную П-образную компоновку и тангенциальную топку (рис. 1), по углам которой установлены: в два яруса – прямоточные горелки; выше —прямоточные восстановительные сопла (сопла подачи утоненной угольной пыли с R_{90} =6%); еще выше —расположенные на боковых стенах топки сопла третичного воздуха, на уровне первого яруса основных горелок установлены сопла пристенного дутья.

Уникальность организованной на котлах ТПЕ-223 трехступенчатой системы сжигания заключается в том, что впервые в России восстановительная зона (область от восстановительных сопел до сопел третичного воздуха) организуется не за счет природного газа, как это сделано на других котлах, например на блоке № 3 Каширской ГРЭС, а за счет утоненной угольной пыли с R_{90} =6%.



Рис. 1. Схема организации трехступенчатого пылеугольного сжигания на котле ТПЕ-223 Черепетской ГРЭС

Далее по ходу дымовых газов в котле на выходе из топки установлены ширмовые поверхности нагрева и настенный радиационный пароперегреватель. В соединительном газоходе и опускной шахте расположены пакеты конвективного пароперегревателя высокого и низкого давления и экономайзер. Регулирование температуры пара осуществляется впрысками собственного конденсата. Для подогрева воздуха используется регенеративный воздухоподогреватель.

Основным топливом котла ТПЕ-223 является кузнецкий уголь марки Д, растопочным – мазут марки М100.

Для размола угля были применены среднеходные валковые мельницы MBC-195 отечественной разработки, изготовленные на АО «Тяжмаш».

Пять мельниц со стандартным центробежным сепаратором работают на четыре канала горелочного устройства: 1, 2, 5-я мельницы—на основные горелки первого яруса, 3, 4-я мельницы – на основные горелки второго яруса. В мельнице № 6 («ребёнинговой») за счет применения динамического сепаратора (является головным образцом) уголь размалывается до пыли с R_{90} =6%, которая направляется в восстановительные сопла. Принципиальные конструкции мельниц и динамического сепаратора показаны на рис. 2.

По результатам контрольных испытаний, выполненных ВТИ после завершения режимный наладки, можно констатировать, что котел обеспечивает номинальный расход пара требуемых параметров с высоким коэффициентом полезного действия (КПД) и нормативными выбросами вредных веществ. КПД котла находится на уровне 93,2% (приведенный к гарантийным условиям), концентрации оксидов азота (NO_X) и монооксида углерода (CO) в дымовых газах составили 321-344 и 63-88 мг/м³ соответственно. (Здесь и далее значения концентрации вредных компонентов в продуктах сгорания приведены к нормальным условиям в пересчёте на объем сухих дымовых газов при концентрации кислорода $O_2=6\%$, что соответствует коэффициенту избытка воздуха 1,4).





Снижение выбросов NO_X до нормативных уровней удалось обеспечить за счет перераспределения топлива и воздуха по зонам топки. Так, например, по результатам наладки была определена степень открытия регулирующей заслонки третичного воздуха. Как видно из рис. 3, увеличивая долю третичного воздуха при сохранении общего количества воздуха на горение, концентрация NO_X снижается, но при этом возрастают потери с механическим (q_4) и химическим (CO) недожогом. Оптимальная степень открытия регулирующей заслонки третичного воздуха, таким образом, составляет 60–65%.



Рис. 3. Концентрация CO и NO_X в дымовых газах и потери с механическим недожогом (q_4) в зависимости от доли воздуха, подаваемого через сопла третичного дутья (третичный воздух)

В целом, результаты режимно-наладочных испытаний на котлах TПЕ-223 показали эффективность и экономическую целесообразность применения трехступенчатой схемы сжигания с угольной восстановительной ступенью. Применение ребенинговой мельницы

позволяет не только обеспечить нормативные показатели по NO_X без впрыска в топку аммиакосодержащих реагентов, но и на низких нагрузках регулировать температуру перегретого и острого пара за счет её дозагрузки по топливу, не используя при этом снижающий КПД котла ввод газов рециркуляции в холодную воронку. Установлено также, что применение пристенного дутья, хотя несколько и снижает образование NO_X, но все же не является удачным решением. Целесообразно организовывать концентрическое сжигание совместно с трехступенчатым сжиганием. Хорошо себя зарекомендовал динамический сепаратор, который позволяет получать тонкую пыль при минимальных затратах на собственные нужды.

Котел с ЦКС для блока 330 МВт Новочеркасской ГРЭС

Первый в России котел с циркулирующим кипящим слоем (ЦКС) был сооружен на блоке № 9 Новочеркасской ГРЭС (рис. 4). Поставку котла осуществила российская компания ОАО «ЭМАльянс». Инжиниринг и поставку ряда ответственных деталей, вспомогательного оборудования выполнила компания «Сумитомо-Фостер-Уилер» (SFW).

Топливом для котла служит антрацитовый штыб (АШ) с переменной зольностью и крайне низким выходом летучих, а также тощий кузнецкий уголь. По данным нескольких анализов проб АШ, отобранных в 2016–2017 гг., основной диапазон теплоты сгорания АШ составляет 18860–23045 кДж/кг (4500–5500 ккал/кг) при изменении зольности в пределах 20–35 и влажности 6–12%.

С 2016 г. ВТИ принимает непосредственное участие в освоении основного оборудования этого энергоблока, в первую очередь, котельной установки. В процессе выполненной наладки и первоначальной эксплуатации котла был выявлен ряд недостатков, связанных с технологией сжигания, среди которых наиболее важными являются:

- высокая средняя температура слоя и большая неравномерность температуры по поверхности слоя, приводящие к аварийным остановам из-за шлакования слоя;

- высокая температура на выходе из топки и увеличение температуры дымовых газов в сепараторе твердых частиц, также вызывающие аварийные остановы котла, но уже из-за агломерации частиц в системе возврата и зольных теплообменниках *INTREX*.



Рис. 4. Котел с ЦКС блока № 9 Новочеркасской ГРЭС

Повышение температуры дымовых газов на выходе из топки увеличивает также тепловосприятие поверхностей конвективной шахты, что приводит к необходимости впрысков в тракт промежуточного пароперегревателя и увеличивает температуру уходящих газов, снижая КПД котла.

Установлено, что основной причиной повышения температуры слоя и неравномерности температур по слою, а также роста температуры газов в сепараторе твердых частиц являются отклонения фракционного состава топлива от проектного.

В то же время при сжигании в котле проектного, стабильного по составу угля, как показали проведенные в мае 2017 г. тепловые испытания энергоблока, гарантии по мощности, КПД блока, затратам электроэнергии на собственные нужды (с учетом приведения к условиям гарантии) выполняются. При этом фактический КПД котла был выше гарантийного и составил 92,65%. Обеспечены гарантийные значения выбросов оксидов азота, как правило, они составляют около 200–250 мг/м³. Выбросы СО в основном близки к нулю. В ноябре 2017 г. проведено опробование системы подачи известняка в топку котла. Удалось добиться снижения выбросов оксидов серы с 2500 до 400 мг/м³ и менее. Результаты балансовых испытаний котла на нагрузках блока 310, 260 и 194 МВт показали, что опытные значения тепловосприятий поверхностей нагрева практически совпадают с проектными. При этом тепловая мощность котла составила в этих режимах 96, 82 и 69% от номинальной. Определенный по обратному балансу КПД котла при этих мощностях составил 92,30, 91,58 и 90,24% соответственно, что выше проектных данных.

Несмотря на отмеченные выше сложности, в августе – сентябре 2017 года блок отработал длительную компанию с постоянными разгрузками на ночь. Разгрузки и нагружения происходили на скользящем давлении. Удавалось без подсветки газом снижать нагрузку до 60% от номинальной, что превосходит действующие требования по разгрузкам для пылеугольных котлов на АШ.

По результатам выполненных исследований, с целью совершенствования технологии сжигания АШ, намечено проведение первоочередных режимных и реконструктивных мероприятий на котле блока № 9. Исходя из оценки материальных и тепловых балансов слоя и надслоевого пространства, определены технологические решения, которые могут привести к снижению температуры и ее неравномерности: уменьшение доли первичного воздуха, подача известняка, подача золы рециркуляции. Крайне важно добиться увеличения степени циркуляции частиц и доведения состава материала слоя до наиболее приемлемого, с большой долей частиц, имеющих размеры около 0,2 мм.

В дальнейшем требуется более детальное изучение процесса сжигания в этом котле с организацией дополнительных измерений, проведение работ по доводке оборудования, тепловой схемы и оптимизации условий эксплуатации. При этом важным является также проведение исследований, которые позволят наилучшим образом реализовывать технологию сжигания топлив в циркулирующем кипящем слое на других объектах при использовании отечественного оборудования.

В заключение следует отметить, что в РФ имеются и другие перспективные конкурентно способные разработки котельных установок для новых угольных энергоблоков. В частности, ВТИ совместно с заводами-изготовителями и проектными организациями отработали технические решения, учитывающие особенности сжигания конкретных российских углей, для угольных энергоблоков 660 МВт на супер- (28 МПа и 600/620°C) и ультрасверхкритические параметры пара (35 МПа и 700/720°C) [2]. Для ТЭЦ нового поколения разработаны технические решения по угольным энергоблокам мощностью 100–120 МВт с повышенными технико-экономическими показателями для перспективного замещения действующего оборудования или нового строительства [3].

2. Котлы-утилизаторы за газотурбинными установками

В настоящее время в РФ на 77 ТЭС находятся в эксплуатации или на стадии завершения монтажа 157 паровых котла-утилизатора (КУ), установленных после ГТУ, электрической мощностью более 25,0 МВт [4].

Динамика ввода в эксплуатацию КУ показана на рис. 5.

Большая часть КУ (примерно 85%) изготовлена на российских предприятиях. Можно сказать, что в России менее чем за двадцать лет накоплен большой опыт проектирования, изготовления и эксплуатации котлов-утилизаторов за ГТУ. Причем эти КУ имеют показатели на уровне мировых, а их создание ведется по вполне адекватным методикам.

Это подтверждают, например, результаты исследовательских испытаний котлаутилизатора П-134 (Пр-224/52-7,6/0,58-503/202), которые ВТИ проводил на Челябинской ТЭЦ-3 в составе парогазового энергоблока ст. № 3 (ПГУ-230Т) с газовой турбиной ГТЭ-160 и паровой турбиной Т-50/70-6,8/0,12 [5]. Целью испытаний являлось получение экспериментальных данных по теплотехническим параметрам котла-утилизатора и сопоставление их с расчетными параметрами для оценки адекватности расчетной модели, а также сопоставление фактических технико-экономических показателей с гарантийными.

Котел-утилизатор (КУ) Челябинской ТЭЦ-3 – барабанный, двухконтурный, с принудительной циркуляцией в испарительных контурах, однокорпусной, вертикального профиля с горизонтальным расположением труб поверхностей нагрева (рис. 6), разработан и изготовлен ПАО «ЗиО-Подольск».

КУ расположен внутри помещения, выполнен газоплотным для работы под наддувом. В пароводяном тракте КУ по ходу газов расположены пароперегреватель и испаритель контура высокого давления, экономайзер высокого давления, пароперегреватель и испаритель контура низкого давления, газовый подогреватель конденсата. Барабан контура низкого давления совмещен с деаэратором.





Рис. 6. Общий вид котла П-134 (Пр-224/52-7,6/0,58-503/202) для ПГУ-230Т на Челябинской ТЭЦ-3

Результаты испытаний на этом котле показали [5], что выполнение теплогидравлических расчетов КУ по расчетной модели, использованной ПАО «ЗиО-Подольск» при его проектировании, позволяет удовлетворительно описывать общее реальное состояние КУ во всем рабочем диапазоне изменения его нагрузки (100–50%). Расчетные значения общей тепловой мощности КУ и тепловой мощности поверхностей нагрева контура высокого давления, приведенные к условиям испытаний, незначительно (не более чем на 2,4% и в большую сторону) отличаются от фактических значений. По отношению к гарантийным показателям превышение тепловой мощности составило 1–1,5%, температура уходящих газов не выходила за пределы гарантийных показателей (110°С).

В РФ отсутствует опыт проектирования, а тем более изготовления и эксплуатации прямоточных котлов-утилизаторов для ПГУ, которые, как известно, обладают лучшими маневренными показателями. Отсутствие громоздких, сложных, а главное, толстостенных барабанов позволяет осуществлять быстрый пуск энергоблока. (По данным фирмы Alstom Power, для пуска из холодного состояния энергоблока с прямоточным КУ требуется 30 мин,

а с барабанным – от 60 до 90 мин). Именно поэтому ВТИ в настоящее время основное внимание уделено созданию прямоточных котлов-утилизаторов для маневренных ПГУ [6].

3. Котлы для сжигания вторичных энергетических ресурсов

С конца прошлого века в России стали уделять больше внимания использованию вторичных энергетических ресурсов: побочных горючих газов черной и цветной металлургии, процессов химической и термохимической переработки углеродистого сырья, твердых отходов производства и потребления. При этом определяющим фактором при проектировании котлов для сжигания этих топлив является обеспечение требований по выбросам вредных веществ, особенно оксидов азота, в атмосферу. Это обусловлено тем, что российским, и особенно зарубежным законодательством установлены достаточно жесткие нормы по их выбросам. Так, например, в соответствии с Директивой ЕС 2010/75/*EU* для всех новых газовых котлов, поставляемых на европейский рынок, концентрации как NO_x, так и СО в дымовых газах не должны превышать 83 мг/м³ (100 мг/м³ при O₂=3%). Российские нормы несколько мягче и составляют для NO_x=125 мг/м³.

В работе [7] показано, что на современном уровне развития отечественной котельной техники это вполне достижимо. За счет уменьшения объемного теплонапряжения топки, применения специальных горелок, организации ступенчатого сжигания и рециркуляции дымовых газов на головном котле Е-135-3,2-420ДГ, предназначенном для сжигания газов сланцепереработки, удалось обеспечить устойчивое их горение во всем рабочем диапазоне котла с концентрацией оксидов азота в дымовых газов менее 800 мг/м³. Химический недожег практически отсутствовал.

Котел Е-135-3,2-420ДГ был изготовлен на ООО «Белэнергомаш-БЗЭМ» для электростанции фирмы VKG ENERGIA OÜ, входящей в состав сланцеперерабатывающего концерна VKG AS в Эстонии. Котел барабанный, двухходовой, сомкнутой компоновки, газоплотный, с номинальной паропроизводительностью 135 т/ч и параметрами пара 3,2 МПа и 420°С. Продольный разрез котла Е-135-3,2-420ДГ показан на рис. 7.

Основным топливом для котла является побочный продукт сланцепереработки полукоксовый газ, имеющий низшую теплоту сгорания 44000–50280 кДж/м³. На нем котел должен нести нагрузку во всем диапазоне режимов. Дополнительным топливом является другой побочный продукт сланцепереработки— генераторный газ с теплотой сгорания 2720–3350 кДж/м³, который должен сжигаться совместно с полукоксовым газом в пропорции 20/80 по теплу также во всем диапазоне нагрузок котла. Несмотря на существенное различие в свойствах горючих газов, было запланировано и реализовано их совместное сжигание в одном горелочном устройстве. Двухтопливные горелки (6 горелок тепловой мощностью по 20 МВт) были спроектированы и изготовлены фирмой *ENTEH Engineering AS* (Эстония) при участии ВТИ с учетом имеющегося у них совместного опыта по сжиганию указанных газов.

Как уже отмечалось, после завершения наладки во всем рабочем диапазоне нагрузок котла E-135-3,2-420ДГ концентрация оксидов азота в дымовых газах составляла менее допустимой. Более того, были в дальнейшем реализованы режимы, в которых концентрация NO_x в дымовых газах была более чем в два раза ниже регламентируемых европейскими нормами значений, даже при номинальной нагрузке: 40 мг/м³ при сжигании полукоксового газа и 33 мг/м³ при работе на смеси полукоксового и генераторного газа (в пропорции 80 и 20% по теплу) [7].

Полученный положительный опыт по снижению образования NO_X в создании и освоении данного котла в дальнейшем может быть использован при проектировании других котлов, сжигающих подобные нестандартные газовые топлива, в частности коксовый и доменный газы в металлургии, пиролизные газы в нефтехимии.

Опыт ВТИ по сжиганию в котлах коро-древесных отходов, лузги подсолнечника, подстилочно-пометного материала представлен в работе [8]. Результаты освоения котельных

установок для энергетического использования твердых коммунальных отходов изложены в монографии [9].



Рис. 7. Продольный разрез котла E-135-3,2-420ДГ на электростанции VKG ENERGIA OÜ

Заключение

Результаты выполненных сотрудниками ВТИ наладки, испытаний и промышленного освоения головных образцов котельных установок, введенных в эксплуатацию в последние годы на российских ТЭС, показали, что котлы, изготовляемые отечественными котельными заводами, в целом соответствуют современным мировым требованиям как по технико-экономическим, так и по экологическим показателям.

Дальнейшее направление развития отечественной котельной техники должно быть связано с разработкой пылеугольных котлов на супер- (28 МПа и 600/620 °C) и ультрасверхкритические (35 МПа и 700/720 °C) параметры пара, внедрением котлов с ЦКС, с максимально возможной долей локализации производства на отечественных заводах, и созданием прямоточных КУ для ПГУ.

Литература

1. Тугов А.Н., Майданик М.Н. Угольная энергетика в России: состояние и перспективы // Электрические станции. 2017. № 12. С. 2–9.

2. Шварц А.Л. Разработка технических решений по пылеугольному котлу энергоблока 800 МВт на параметры пара 35 МПа, 700/720°С / А.Л. Шварц, Э.Х Вербовецкий, Е.В. Сомова, А.В. Смолин // Теплоэнергетика. 2015. № 12. С. 56–60.

3. Рябов Г.А. Профиль энергоблока угольной ТЭЦ нового поколения / Г.А. Рябов, Г.Д. Авруцкий, А.М. Зыков [др.] // Известия РАН. Энергетика. 2014. № 1. С. 16–26.

4. Тугов А.Н. Паровые котлы-утилизаторы за ГТУ мощностью более 25 МВт, установленные на ТЭС Россиизаводов: сб. науч.-техн. докл. / А.Н. Тугов, М.Н. Майданик // Сборник докладов междун. научно-техн. конф. «Проблемы эксплуатации котлов-утилизаторов парогазовых установок», 26–27 апреля 2018. М.: ОАО «ВТИ» С. 17–25.

5. Майданик М.Н. Исследовательские испытания котла-утилизатора П-134 энергоблока ПГУ-210Т Челябинской ТЭЦ-3: сб. науч.-техн. докл. / М.Н. Майданик, А.Н. Тугов, Н.И. Мишустин, А.Э. Зелинский // Сборник докладов междун. научно-техн. конф. «Проблемы эксплуатации котловутилизаторов парогазовых установок», 26–27 апреля 2018. М.: ОАО «ВТИ». С. 51-60.

6. Сомова Е.В. Разработка отечественных прямоточных котлов-утилизаторов для ПГУ различной мощности: сб. науч.-техн. докл. // Сборникдокладов междун. научно-техн. конф. «Проблемы эксплуатации котлов-утилизаторов парогазовых установок», 26–27 апреля 2018. М.: ОАО «ВТИ». С. 34–41.

7. Тугов А.Н. Снижение выбросов оксидов азота на котле Е-135-3,2-420ДГ при сжигании газообразных продуктов сланцепереработки / А.Н. Тугов, В.А. Верещетин, В.Т. Сидоркин [и др.] // Электрические станции. 2018. № 5. С. 46–49.

Тугов А.Н. Опыт ВТИ по использованию в энергетике проблемных топлив / А.Н. Тугов, Г.А.
Рябов, А.В. Штегман, И.А. Рыжий, Д.С. Литун // Теплоэнергетика. № 7. 2016. С. 3–11.

9. Тугов А.Н. Энергетическая утилизация твердых коммунальных отходов на ТЭС: монография А.Н. Тугов. М.: ОАО «ВТИ», 2017. 178 с.: ил.

Авторы публикации

Тугов Андрей Николаевич – д-р техн. наук, заведующий отделением парогенераторов и топочных устройств электростанций ОАО «ВТИ».Е-mail:ANTugov@vti.ru.

Рябов Георгий Александрович – д-р техн. наук, заведующий лабораторией спецкотлов ОАО «ВТИ». E-mail: GARyabov@vti.ru.

Штегман Андрей Владимирович – заведующий лабораторией ОАО «ВТИ». E-mail: AVShtegman@vti.ru.

Майданик Михаил Николаевич – заведующий сектором ОАО «ВТИ». E-mail: MNMaydanik@vti.ru.

References

1. Tugov A.N., Maydanik M.N. Ugol'naya energetika v Rossii: sostoyaniye i perspektivy // Elektricheskiye stantsii. 2017. № 12. S. 2–9.

2. SHvarts A.L. Razrabotka tekhnicheskikh resheniy po pyleugol'nomu kotlu energobloka 800 MVt na parametry para 35 MPa, 700/720°S / A.L. SHvarts, E.KH Verbovetskiy, E.V. Somova, A.V. Smolin // Teploenergetika. 2015. № 12. S. 56–60.

3. Ryabov G.A. Profil' energobloka ugol'noy T·ETS novogo pokoleniya / G.A. Ryabov, G.D. Avrutskiy, A.M. Zykov [dr.] // Izvestiya RAN. Energetika. 2014. № 1. S. 16–26.

4. Tugov A.N. Parovyye kotly-utilizatory za GTU moshchnost'yu boleye 25 MVt,

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

ustanovlennyye na T·ES Rossiizavodov: sb. nauch.-tekhn. dokl. / A.N. Tugov, M.N. Maydanik // Sbornik dokladov mezhdun. nauchno-tekhn. konf. «Problemy ekspluatatsii kotlov-utilizatorov parogazovykh ustanovok», 26–27 aprelya 2018. M.: OAO «VTI» S. 17–25.

5. Maydanik M.N. Issledovatel'skiye ispytaniya kotla-utilizatora P-134 energobloka PGU-210T CHelyabinskoy T·ETS-3: sb. nauch.-tekhn. dokl. / M.N. Maydanik, A.N. Tugov, N.I. Mish·chstin, A.E. Zelinskiy // Sbornik dokladov mezhdun. nauchno-tekhn. konf. «Problemy ekspluatatsii kotlov-utilizatorov parogazovykh ustanovok», 26–27 aprelya 2018. M.: OAO «VTI». S. 51-60.

6. Somova E.V. Razrabotka otechestvennykh pryamotochnykh kotlov-utilizatorov dlya PGU razlichnoy moshchnosti: sb. nauch.-tekhn. dokl. // Sbornikdokladov mezhdun. nauchno-tekhn. konf. «Problemy ekspluatatsii kotlov-utilizatorov parogazovykh ustanovok», 26–27 aprelya 2018. M.: OAO «VTI». S. 34–41.

7. Tugov A.N. Snizheniye vybrosov oksidov azota na kotle E-135-3,2-420DG pri szhiganii gazoobraznykh produktov slantsepererabotki / A.N. Tugov, V.A. Vereshchetin, V.T. Sidorkin [i dr.] // Elektricheskiye stantsii. 2018. № 5. S. 46–49.

8. Tugov A.N. Opyt VTI po ispol'zovaniyu v energetike problemnykh topliv / A.N. Tugov, G.A. Ryabov, A.V. SHtegman, I.A. Ryzhiy, D.S. Litun // Teploenergetika. № 7. 2016. S. 3–11.

9. Tugov A.N. Energeticheskaya utilizatsiya tverdykh kommunal'nykh otkhodov na T·ES: monografiya A.N. Tugov. M.: OAO «VTI», 2017. 178 s.: il.

Authors of the publication

Andrey Tugov – dr. tekhn. nauk, zaveduyushchiy otdeleniyem parogeneratorov i topochnykh ustroystv elektrostantsiy OAO «VTI».E-mail:ANTugov@vti.ru.

Georgiy Ryabov – dr. tekhn. nauk, zaveduyushchiy laboratoriyey spetskotlov OAO «VTI». E-mail: GARyabov@vti.ru.

Andrey Shtegman - zaveduyushchiy laboratoriyey OAO «VTI». E-mail :AVShtegman@vti.ru.

Mikhail Maydanik - zaveduyushchiy sektorom OAO «VTI». E-mail: MNMaydanik@vti.ru.

Поступила в редакцию

18 мая 2018 г.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 681.514

ИССЛЕДОВАНИЕ И СИНТЕЗ МОДАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА ДВУХМАССОВОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ МЕХАНИЗМА ПОДЪЁМА КРАНА

Н.А. Малёв, О.В. Погодицкий

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия maleeev@mail.ru

Резюме: Исследование функционирования электромеханической системы с учетом упругих связей является актуальной задачей. Упругие взаимодействия между двигателем и механизмом увеличивают нагрузку на механические передачи и рабочее оборудование и ускоряют их износ, увеличивая число степеней свободы системы и возбуждая резонансные колебания. Показан синтез модального регулятора, обеспечивающий апериодический переходный процесс. Проведен анализ достоинств и недостатков данного метода.

Ключевые слова: двухмассовая электромеханическая система, упругие связи, колебания, резонанс, модальный регулятор.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-99-106

RESEARCH AND SYNTHESIS OF THE MODAL REGULATOR OF THE TWO-MASS ELECTROMECHANICAL SYSTEM OF THE CRANE LIFTING MECHANISM

N.A. Malev, O.V. Pogoditsky

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia maleeev@mail.ru

Abstract: Research of operation electromechanical system with considering resilient liaison is an actual task. Resilient interactions between the engine and the mechanism increase the load on the mechanical transmission and working equipment and accelerate their wear, increasing degrees of freedom of the system and exciting resonance oscillations. The synthesis of a modal regulator shown that provides an aperiodic transient process. The advantages and disadvantages of this analyzed method.

Keywords: two-mass electromechanical system, resilient liaison, oscillations, resonance, modal regulator.

В процессе работы подъемной установки с упругими элементами в системе возникают различные виды колебаний: продольные, поперечные, крутильные. Данные колебания в значительной степени влияют на износ канатов в подъемной установке и на надежность установки в целом. Процесс анализа динамических свойств электромеханической системы с упругими связями целесообразно проводить, сделав следующие допущения: 1. Массивные тела считаются абсолютно жёсткими, вся их масса сосредоточена в центрах тяжести тел.

2. Силы, действующие в системе, приложены к сосредоточенным массам.

3. Деформация упругих звеньев линейна.

При таком подходе исследование исходной системы упрощается, а характер динамических процессов остается прежним. Структурная схема двухмассовой электромеханической системы показана на рис. 1.



Рис. 1. Структурная схема двухмассовой электромеханической системы механизма подъёма крана

В показанной на рис. 1 схеме приняты следующие обозначения: $e_{\rm TII}$ – среднее значение ЭДС тиристорного преобразователя; ω_1 , ω_2 – скорости двигателя и исполнительного органа; $i_{\rm R}$ – ток якоря; $T_{\rm R,II}$, $R_{\rm R,II}$ – постоянная времени и активное сопротивление якорной цепи; $T_{\rm M1} = J_1 \omega_6 / M_6$, $T_{\rm M2} = J_2' \omega_6' / M_6'$ – механические постоянные времени первой и второй масс; $T_{\rm c} = M_6 / c\omega_6$ – постоянная времени жесткости упругого звена; $K_{\rm c} = b\omega_6 / M_6$ – коэффициент внутреннего трения; $K_{f1} = a_1 \omega_6 / M_6$, $K_{f2} = a_2' \omega_6' / M_6'$ – коэффициенты вязкого трения на массах; M_{21} – упругий момент; M_{f1} , M_{f2} – моменты трения на двигателе и на исполнительном органе; $M_{\rm c}$ – момент сопротивления нагрузки; c – коэффициент жесткости; a_1 , a_2 – коэффициенты вязкого трения; b – коэффициент внутреннего трения в упругой передаче.

Применительно к крановому механизму подъёма с двигателем постоянного тока типа 2ПФ160МУХЛ4 реализуем схему рис. 1 в среде *MatLab Simulink*. Соответствующая схема с числовыми значениями параметров электромеханической системы показана на рис. 2.



Рис. 2. Структурная схема моделирования двухмассовой электромеханической системы механизма подъёма крана в среде *MatLab Simulink*

© Н.А. Малёв, О.В. Погодицкий

Результаты моделирования двухмассовой электромеханической системы механизма подъёма крана показаны на рис. 3.



Рис. 3. Графики переходного процесса в электромеханической системе: *Current* – зависимость тока якоря i_s от времени; *Speed of motor* – зависимость скорости двигателя ω_1 от времени; *Resilient moment* – зависимость упругого момента M_{21} от времени; *Speed of mechanism* – зависимость скорости исполнительного органа ω_2 от времени

Зависимость тока якоря от времени (*Current*) характеризуется броском тока при пуске, в 3,5 раза превышающим номинальное значение $i_{\text{я.ном}} = 41$ А. При набросе нагрузки через 1 с после пуска ток якоря колеблется около номинального значения с амплитудой колебаний порядка 0,8 А.

Переходный процесс (график *Speed of motor*) протекает с перерегулированием 13% и незначительными колебаниями скорости вращения, амплитуда которых возрастает до 6 рад/с при набросе нагрузки.

График зависимости упругого момента M_{21} Resilient moment характеризуется колебаниями, амплитуда которых возрастает до 50 Н·м при приложении нагрузки, что соизмеримо с номинальным моментом двигателя $M_{\text{ном}} = 47,7$ Н·м.

График переходного процесса по скорости ω_2 исполнительного органа Speed of mechanism в целом совпадает с графиком угловой скорости двигателя $\omega_1(t)$, однако сопровождается увеличением амплитуды колебаний до 20 рад/с после приложения нагрузки.

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

Из приведенных зависимостей следует, что переходные процессы в исследуемой электромеханической системе сопровождаются значительными колебаниями, а в зоне рабочих частот возможно возникновение резонансных явлений. Упругие колебания не демпфируются системой, и колебательный переходный процесс в исследуемом объекте продолжается в течение 25 с, а соответствующие фазовые координаты принимают установившиеся значения только под действием сил трения.

Для устранения колебательности переходного процесса применяют способы последовательной и параллельной коррекции, синтез модального регулятора и режекторного фильтра, методы активной коррекции, в том числе с применением наблюдающих устройств и адаптивного управления.

В данной статье рассмотрен модальный синтез, обеспечивающий монотонность переходного процесса на основе применения биномиального распределения корней характеристического уравнения замкнутой системы.

Известно, что качество динамических характеристик системы характеризуется корнями характеристического уравнения или, в случае представления в векторноматричной форме, собственными числами основной матрицы системы А. Желаемое расположение полюсов может быть обеспечено введением обратной связи по вектору состояния с применением модального регулятора и формированием матрицы К его коэффициентов.

Векторная структурная схема системы с модальным управлением показана на рис. 4.



Рис. 4. Векторная структурная схема системы с модальным регулятором

Уравнение состояния с учетом обратной связи по вектору фазовых координат Х

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}(U_3 - U_0) = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}(U_3 - \mathbf{K}\mathbf{X}) = (\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{K})\mathbf{X} + \mathbf{B}U_3$$

Применяя к последнему выражению преобразование Лапласа, имеем

 $(s\mathbf{E} - \mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{K})X(s) = \mathbf{B}U_3(s),$

где Е – единичная матрица.

Корни характеристического полинома определяются на основании уравнения

$$\det(s\mathbf{E} - \mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{K}) = 0$$

Процесс синтеза модального регулятора сводится к определению его коэффициентов $K_1 \dots K_n$ путем сравнения характеристического полинома со стандартными линейными формами, обеспечивающими желаемое распределение корней на комплексной *s*-плоскости.

Для систем высокого порядка вычисление коэффициентов матрицы К удобнее производить с применением формулы Аккермана, реализованной в программной среде *Matlab*.

Формула Аккермана записывается следующим образом:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{A}\mathbf{B} & \mathbf{A}^{2}\mathbf{B} & \dots & \mathbf{A}^{n-2}\mathbf{B} & \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B} \end{bmatrix} D_{\mathbf{K}}(\mathbf{A}),$$

где $D_{\mathbf{x}}(\mathbf{A})$ – матричный полином, образованный с применением коэффициентов желаемого характеристического уравнения

$$D_{\mathcal{K}}(\mathbf{A}) = \mathbf{A}^{n} + d_{n-1}\mathbf{A}^{n-1} + \dots + d_{1}\mathbf{A} + d_{0}\mathbf{E}$$

Запишем дифференциальные уравнения состояния электромеханической системы в соответствии со схемой, показанной на рис. 1:

$$\begin{aligned} \frac{di_{\mathbf{g}}}{dt} &= -\frac{1}{T_{\mathbf{g},\mathbf{II}}} i_{\mathbf{g}} - \frac{1}{R_{\mathbf{g},\mathbf{II}} T_{\mathbf{g},\mathbf{II}}} \omega_{1} + \frac{1}{R_{\mathbf{g},\mathbf{II}} T_{\mathbf{g},\mathbf{II}}} u_{\mathbf{TII}}; \\ \frac{d\omega_{1}}{dt} &= \frac{1}{T_{\mathbf{M}1}} i_{\mathbf{g}} - \frac{K_{f1} + K_{c}}{T_{\mathbf{M}1}} \omega_{1} - \frac{1}{T_{\mathbf{M}1}} M_{21}; \\ \frac{dM_{21}}{dt} &= \frac{1}{T_{c}} \omega_{1} - \frac{1}{T_{c}} \omega_{2}; \\ \frac{d\omega_{2}}{dt} &= \frac{K_{c}}{T_{\mathbf{M}2}} \omega_{1} + \frac{1}{T_{\mathbf{M}2}} M_{21} - \frac{K_{f2} + K_{c}}{T_{\mathbf{M}2}} \omega_{2} \end{aligned}$$

а также матрицы коэффициентов исследуемой системы:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_{\mathbf{g}.\mathbf{II}}} & \frac{1}{R_{\mathbf{g}.\mathbf{II}}T_{\mathbf{g}.\mathbf{II}}} & 0 & 0 \\ \frac{1}{T_{\mathbf{M}1}} & -\frac{K_{f1}+K_{\mathbf{C}}}{T_{\mathbf{M}1}} & -\frac{1}{T_{\mathbf{M}1}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{T_{\mathbf{C}}} & 0 & -\frac{1}{T_{\mathbf{C}}} \\ 0 & \frac{K_{\mathbf{C}}}{T_{\mathbf{M}2}} & \frac{1}{T_{\mathbf{M}2}} & -\frac{K_{f2}+K_{\mathbf{C}}}{T_{\mathbf{M}2}} \end{bmatrix}; \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{1}{R_{\mathbf{g}.\mathbf{II}}T_{\mathbf{g}.\mathbf{II}}} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \mathbf{D} = 0.$$

Желаемое характеристическое уравнение выбираем из условия обеспечения апериодического переходного процесса, который формируется при использовании биномиального распределения:

$$W_{\rm w}(s) = (s+60,1)^4$$
.

Кратный корень желаемого полинома $W_{\mathbf{x}}(s)$ выбирается экспериментальноаналитическим путем из условия достижения требуемого установившегося значения выходной координаты.

Обозначим коэффициент $\frac{1}{R_{\mathbf{y}.\mathbf{u}}T_{\mathbf{y}.\mathbf{u}}} = K_1$, а электромагнитную постоянную времени

якорной цепи $T_{\mathbf{y},\mathbf{u}} = T_{\mathbf{a}}$ и запишем программу для реализации формулы Аккермана в командном окне *MatLab*:

K1=24,233; Tc=0,0028; Kc=0,00004; Ta=0,047; Tm1=0,051; Tm2=0,013; Kf1=0,00007; Kf2=0,000085;

A=[-1/Ta -K1 0 0; 1/Tm1 -(Kc+Kf1)/Tm1 -1/Tm1 Kc/Tm1; 0 1/Tc 0 -1/Tc; 0 Kc/Tm1 1/Tm2 -(Kc+Kf2)/Tm2]; B=[K1; 0; 0; 0]; C=[0 0 0 1]; D=[0]; N=ss(A, B, C, D); % передаточная функция нескорректированной системы P=[-60,1 -60,1 -60,1]; % желаемый полином K=acker(A, B, P) G=ss((A-B*K), B, C, D); %передаточная функция замкнутой системы step(N, G) K=9,041869847231407 -27,951307087927205 -43,719338594351761

27,953945754196127.

Результаты моделирования нескорректированной электромеханической системы (пунктирная линия) и системы с модальным регулятором (сплошная линия) показаны на рис. 5.



Из анализа графиков следует, что применение модального регулятора при биномиальном распределении корней желаемого характеристического полинома в целом благоприятно сказывается на качестве упругой электромеханической системы и приводит к устранению колебаний и апериодическому характеру переходных процессов.

Однако необходимо отметить, что модальное управление имеет недостатки, связанные с высокой чувствительностью скорректированной системы к внешним

возмущениям, а также большими значениями сигналов обратной связи на выходе модального регулятора, нуждающимися в ограничении по амплитуде.

По мнению авторов, интерес представляют методы, основанные на классическом подходе с использованием последовательной коррекции в цепи управления с применением цифровых технологий.

Литература

1. Барыльник Д.В., Пятибратов Г.Я. Моделирование электромеханических систем: учеб. пособие/Новочеркасск: Юж.-Рос. гос. политехн. ун-т, 2013. 103 с.

2. Герман-Галкин С.Г. Matlab&Simulink. Проектирование мехатронных систем на ПК / С.Г. Герман-Галкин. СПб: Корона-Век, 2014. 368 с.

 Илюхин Ю.В. Компьютерное управление мехатронными системами: учебное пособие / Ю.В. Илюхин. М.: ФГБОУ ВПО МГТУ «Станкин», 2014. 320 с.

4. Pyatibratov G.Ya., Danshina A.A. Multifactorial determination of the electric drive for the force compensating manipulator // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Tomsk, 27–29 October 2017. Vol. 177. № 1.

5. Kravchenko O.A., Pyatibratov G.Ya., Sukenko N.A. Forge Control Optimization in Forge Compensation Systems with Elastic Mechanical Gears // Life Science Journal. 2014. Vol. 11(12). Pp. 178 – 184.

6. Пятибратов Г.Я. Условия оптимизации и эффективность демпфирования электроприводом колебаний упругих механизмов // Электротехника. 2015. № 7. С. 9 – 15.

7. Пятибратов Г.Я., Сухенко Н.А Электромеханические силокомпенсирующие системы подъёмно-транспортных механизмов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». 2014. № 4. С. 67 – 75.

8. Pyatibratov G.Ya., Bogdanov D.Yu., Bekin A.B. Synthesis of an Object Moving Control System with Flexible Suspension under the Action of External Forces // International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2015). Chelyabinsk, October 22–23 2015. Procedia Engineering, Vol.129 (2015). P. 29–36.

 Пятибратов Г.Я., Барыльник Д.В., Сухенко Н.А. Математические модели и идентификация электромеханических систем: учеб. пособие. Новочеркасск: Юж.-Рос. гос. политехн. ун-т (НПИ), 2014. 158 с.

10. S. Ghazanfar, "Modeling and Simulation of a Two-mass Resonant System with Speed Controller", International Journal of Information and Electronics Engineering, Vol. 3, №. 5, pp. 449 – 452, 2013.

11. Малёв Н.А. Синтез и реализация цифрового регулятора высокого порядка на программируемом логическом контроллере / Н.А. Малёв, О.В. Погодицкий, А.Н. Цветков // IX Международная (XX Всероссийская) конференция по автоматизированному электроприводу АЭП-2016 (ICPDS'2016): сборник материалов. 2016.

12. Малёв Н.А. Синтез регулятора измерительного контура автоматического компенсатора для измерения термоЭДС / Н.А. Малёв, О.В. Погодицкий // Актуальные проблемы электронного приборостроения: матер. 13-й Междунар. науч.-техн. конф. 2016. Т. 10. С. 220–222.

Авторы публикации

Малёв Николай Анатольевич – доцент кафедры «Приборостроение и мехатроника» (ПМ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Погодицкий Олег Владиславович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Приборостроение и мехатроника» (ПМ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

References

1. Barylnik D.V., Pyatibratov G.Ya. Modeling of electromechanical systems: Schoolbook / Novocherkassk: South-Russian State Polytechnic University, 2013. 103 c.

2. Herman-Galkin, S.G. Matlab & Simulink. Designing mechatronic systems on a PC / S.G. Herman-Galkin. St. Petersburg: Corona-Vek, 2014. 368 p.

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7–8

3. Ilyukhin Yu.V. Computer management of mechatronic systems: schoolbook / Yu.V. Ilyukhin. - Moscow: MSTU "Stankin", 2014. 320 p.

4. Pyatibratov G.Ya., Danshina A.A. Multifactorial determination of the electric drive for the force compensating manipulator // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Tomsk, 27–29 October 2017. Vol. 177. № 1.

5. Kravchenko O.A., Pyatibratov G.Ya., Sukenko N.A. Forge Control Optimization in Forge Compensation Systems with Elastic Mechanical Gears // Life Science Journal. 2014. Vol. 11(12). Pp. 178–184.

6. Pyatibratov G.Ya. Optimization conditions and efficiency of damping of the electric drive of oscillations of resilient mechanisms // Electrical engineering. 2015. № 7. P. 9 - 15.

7. Pyatibratov G.Ya., Sukhenko NA Electromechanical Power-Compensating Systems of Hoistingand-Transport Mechanisms // Vestnik SUSU. Series "Energy". 2014. № 4. P. 67 - 75.

8. Pyatibratov G.Ya., Bogdanov D.Yu., Bekin A.B. Synthesis of an Object Moving Control System with Flexible Suspension under the Action of External Forces // International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2015). Chelyabinsk, October 22–23 2015. Procedia Engineering, Vol.129 (2015). P. 29–36.

9. Pyatibratov G.Ya., Barylnik D.V., Sukhenko N.A. Mathematical models and identification of electromechanical systems: Schoolbook. Novocherkassk: South-Russian State Polytechnic University, 2014. 158 p.

10. S. Ghazanfar, "Modeling and Simulation of a Two-mass Resonant System with Speed Controller", International Journal of Information and Electronics Engineering, Vol. 3, №. 5, pp. 449 – 452, 2013.

11. Malev N.A. Synthesis and implementation of a high-order digital regulator on a programmable logic controller / N.A. Malev, O.V. Pogoditsky, A.N. Tsvetkov // IX International (XX All-Russian) Conference on Automated Electric Drive AEP-2016 (ICPDS'2016): a collection of materials. 2016.

12. Malev N.A. Synthesis of a regulator of a measuring loop of an automatic compensator for thermoEMF measurement / N.A. Malev, O.V. Pogoditskii // Actual Problems of Electronic Instrument Making: Mater. 13th Intern. scientific-techn. Conf. 2016. T. 10. P. 220-222.

Authors of the publication

Nikolai A. Malev – associate professor, Department «Instrument Making and Mechatronics», Kazan State Power Engineering University.

Oleg V. Pogoditsky – cand. sci. (techn.), associate professor, Department «Instrument Making and Mechatronics», Kazan State Power Engineering University.

Поступила в редакцию

07 мая 2018 г.

УДК 62-83:622(075)

МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СТАНКОМ-КАЧАЛКОЙ НА ОСНОВЕ СИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С БЕЗДАТЧИКОВЫМ МЕТОДОМ

Т.И. Петров, А.Р. Сафин, И.В. Ившин, А.Н. Цветков, В.Ю. Корнилов

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия ORCID: https://orcid.org/0000-0002-8733-8914, tobac15@mail.ru

Резюме: Станки-качалки нефти (СКН) являются основными элементами в российской нефтедобывающей отрасли в сфере малодебитных скважин. И повышение энергоэффективности данных станков является одной из перспективных задач в интересах нефтегазовой отрасли России.

Применение интеллектуальных энергосберегающих станций управления станкомкачалкой нефти на базе синхронных двигателей позволяет оптимизировать добычу нефти, за счет увеличения объема продукции и экономии энергоресурсов. Главным недостатком данных станций является высокая стоимость, что является сдерживающим фактором для широкого применения.

Одним из вариантов решения данной проблемы является применение метода, не использующего датчик положения ротора, так называемый «бездатчиковый метод». Однако большинство работ, связанные с использованием «бездатчикового метода» относятся к системам управления асинхронными двигателями.

В данной работе представлены преимущества систем управления станкомкачалкой на базе синхронных двигателей перед асинхронными, рассмотрены варианты управления двигателем и исполнения «бездатчикового метода». Представлены математические модели всех элементов станции управления: станок-качалка, синхронный двигатель, система векторного управления.

Ключевые слова: синхронный двигатель, система управления, бездатчиковый метод, векторное управление, насосная установка.

Благодарности: Публикация статьи осуществлена в рамках проекта «Создание серии электроприводов на базе российских высокоэффективных синхронных двигателей для станков-качалок нефти с применением беспроводных систем передачи данных и адаптивной системой управления для «умных» месторождений», Соглашение №074-11-2018-020 с Минобрнауки РФ от 30 мая 2018 г.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-107-116

MODEL OF THE CONTROL SYSTEM ROCKING MACHINES OF OIL THE BASIC OF A SYNCHRONOUS ENGINES WITH THE SENSORLESS METHOD

T.I. Petrov, A.R. Safin, I.V. Ivshin, A.N. Tsvetkov, V.Yu.Kornilov

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia ORCID: https://orcid.org/0000-0002-8733-8914, tobac15@mail.ru

Abstract: Rocking machines of oil (RMO) are the main elements in the Russian oil industry in the field of low-yield wells. And increasing the energy efficiency of these machines is one of the most promising tasks in the interests of the oil and gas industry in Russia.

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

The use of intelligent energy-saving stations for controlling the machine-shaker of oil on the basis of synchronous engines makes it possible to optimize oil production, by increasing the volume of production and saving energy resources. The main disadvantage of these stations is high cost, which is a deterrent for widespread use.

One of the solutions to this problem is the use of a method that does not use the rotor position sensor, the so-called "sensorless method". However, all works related to the use of the "sensorless method" refer to the control systems of asynchronous motors.

In this paper, the advantages of the control systems of a rocking machine on the basis of synchronous motors in front of asynchronous motors will be presented, the variants of motor control and the execution of the "sensorless method" are considered. Mathematical models of all elements of the control station are presented: rocking machine, synchronous motor, vector control system.

Keywords: synchronous motor, control system, sensorless method, vector control, pumping unit.

Acknowledgments: The publication of the article was carried out within the framework of the project "Creation of a series of electric drives on the basis of Russian high-performance synchronous engines for oil pumping machines using wireless data transmission systems and an adaptive control system for smart deposits", Agreement No. 074-11-2018-020 with the Ministry of Education and Science of the Russian Federation of May 30, 2018.

Введение

Внедрение интеллектуальных энергоресурсосберегающих станций управления станками-качалками нефти – это ключ для решения существующей проблемы – оптимизации нефтедобычи.

Согласно Энергетической стратегии России на период до 2030 года: «Стратегической целью государственной энергетической политики является создание устойчивой национальной инновационной системы в сфере энергетики для обеспечения российского топливно-энергетического комплекса высокоэффективными отечественными технологиями и оборудованием, научно-техническими и инновационными решениями в объемах, необходимых для поддержания энергетической безопасности страны» [1].

Разработка и использование нового типа энергоресурсосберегающих технологий в сфере электроэнергетики России может достигаться только за счет нескольких условий:

- должны учитываться достижения международной науки;

- технологии должны удовлетворять современным трендам и соответствовать прогнозам в данной сфере.

Большую долю в себестоимости нефти составляют затраты на электроэнергию и обслуживание энергетического комплекса. Они достигают до 35-40% от себестоимости нефти.

Ключевыми задачами в нефтегазодобывающей отрасли является повышение эффективности использования технологического энергооборудования и разработка мероприятий и технических средств для повышения энергоэффективности использования добывающего оборудования.

На данный момент международный рынок предлагает большой выбор в сфере управления электроприводом для станков-качалок. В России также представлены разнообразные варианты решений в сфере интеллектуальных систем управления. Отличаются они алгоритмами управления, вариантами обработки данных, интерфейсами и прочим. Важно отметить, что для асинхронных двигателей оптимизация не достигает заданных значений экономии из-за отсутствия широких возможностей для регулирования, что не позволяет полностью реализовать плюсы систем интеллектуальных систем

управления. Также для станков-качалок характерен неравномерный режим нагрузки, что понижает полезную мощность асинхронных двигателей.

Синхронные электроприводы с постоянными магнитами на роторе обеспечивают более экономичное потребление энергоресурсов, в том числе за счёт организации обратной связи с электроприводами других станков. Двигатель данного типа – система, входящая в регулируемый электропривод и используемая не только для преобразования энергии, но и для изменения параметров станка-качалки.

Важным фактором, влияющим на решение о реализации проекта, является практический запрет на государственные закупки импортного нефтегазодобывающего оборудования. Важно отметить снижение затрат российских компаний на обслуживание нефтедобывающего оборудования. Реализация проекта позволит создать алгоритм управления автоматизированной станции-качалки.

На российской территории имеется большое количество запасов тяжелых и вязких нефтересурсов, добыча которых в будущем станет основой экономики. Запасы оцениваются в 7 миллиардов тонн, что позволяет России находиться в тройке лидеров по данному показателю (остальные – Канада, Венесуэлла). Большинство из этих ресурсов сосредоточены на территории Сибири, Сахалина, которые отличаются уже созданными системами и сетями для нефтедобычи. Работа с добычей вязкой и тяжелой нефти более перспективна и легче технически реализуема, чем освоение арктических шельфов (где необходимо учитывать тяжелые погодные условия и реализовать комплекс оборудования для подледной нефетгазодобычи).

«Прогноз научно-технологического развития отраслей топливно-энергетического комплекса России на период до 2035 года» указывает на необходимость, в среднесрочной перспективе, оптимизации себестоимости добычи тяжелой и вязкой нефти в районах с развитой инфраструктурой без иностранных технологий. Следовательно, разработка и производство отечественной электроники для снижения затрат добычи с помощью «станков-качалок» может быть приоритетом.

Основными научно-техническими и технологическими задачами, решаемыми в ходе реализации данного проекта, являются задачи, связанные с разработкой отечественных конкурентоспособных станций управления станками-качалками нефти на базе высокоэффективных комплектных электроприводов с вентильными двигателями, обеспечивающих замещение зарубежных аналогов и не уступающих им по основным характеристикам.

Около 2/3 всех добывающих скважин в мире используют штанговые насосы, и на многих из них в качестве привода установлены станки-качалки.

Конечным потребителем комплектов электрооборудования для приводов штангового скважинного насоса (КЭ ПШСН) являются российские нефтедобывающие компании.

Согласно «Прогнозу научно-технологического развития отраслей топливноэнергетического комплекса России на период до 2035 года» разработка и производство отечественной электроники для снижения затрат добычи с помощью «станков-качалок» может быть приоритетом.

Конечный потребитель – российские нефтедобывающие компании. Основной конечный потребитель – компании ОАО «Лукойл», ПАО «Газпром», ОАО «Газпром-нефть, ОАО «Зарубежнефть», ПАО АН «Башнефть», ПАО «СИБУР Холдинг», ПАО «Татнефть», ОАО «Новатэк», ООО «Руснефть», ООО «ИНК», «Сургутнефтегаз», «ТНК-ВР», «Славнефть».

Теоретические основы

Мы должны вкратце остановиться на принципе синхронных машин.

Главное свойство синхронных машин – поле вращающейся части неподвижно относительного самого ротора и совершает вращательное движение вместе с ним.

Собственная область возбуждения используется в магнито- и электрических машинах, а поле, пронизывающее ротор, – в синхронно-реактивных.

При разработке электроприводов классификация синхронных машин связана не только с физическими, конструктивными особенностями самой машины, сколько с характеристиками использования, алгоритмами управления и построения станций управления.

Синхронный двигатель с постоянными магнитами (СДПМ) – электрическая машина с переменным током. Статор СДПМ конструктивно аналогичен статичной части асинхронных двигателей, содержащей трехфазный тип обмотки [2].

На движущейся части имеются магниты, в зависимости от положения существуют всего 2 типа синхронных машин: двигатели с магнитами, расположенными на самом роторе, называемые поверхностным двигателем с постоянными магнитами, и двигатели с магнитами, расположенными непосредственно в стальной конструкции ротора. СДПМ обычно разрабатываются на небольшую мощность, которая не превышает и сотни кВт, и чаще всего используется в сервоприводах в сочетании с частотными преобразователями (ЧРП).

Методы управления

Направление разработки принципов управления синхронными машинами определяется совершенствованием аппаратной составляющей электропривода: характеристиками электродвигателя, видом ЧРП, присутствием разнообразных датчиков, параметрами контроллеров.

Основополагающими факторами для реализации станции управления электроприводом являются использование (неиспользование) датчиков магнитного состояния, скорости и угла поворота ротора. По этой причине методы классифицируются на вид с использованием датчика положения ротора и вид без использования ДПР, которое называется «бездатчиковым управлением» [3].

В стандартном приводе на базе синхронных двигателей на валу двигателя помещается датчик положения. Виды ДПР: датчик Холла, энкодер, резольвер, редуктосин и т.д. Система управления в этом случае довольно несложная, но конструктивно машина становится менее простой, что снижает надежность системы.

Значительные успехи в сфере актуальных систем интеллектуального управления, особенно совершенствование наблюдателей положения, привели к созданию электроприводов, не использующих ДПР. В таких системах датчик положения отсутствует, и необходимая информация для реализации алгоритма управления поступает от наблюдателя состояния. Особую роль играют такие системы в тех электроприводных системах, где установка датчика попросту невозможна. Преимущества систем, не использующих ДПР, – надежность, дешевизна, компактность.

Большинство методов контроля систем, не использующих ДПР, описанные как в отечественной, так и в зарубежной литературе, основаны на математических моделях электромагнитных процессов, происходящих в двигателях на переменном токе [4]. В таких методах расчет оценки скорости объединяется с вычислением модуля и направлением электродвижущей силы движущийся части двигателя. Данные типы методов могут отличаться получением более точных значений скорости вращения и параметром чувствительности к преобразованиям параметров, входящих в математическую модель наблюдателя. Отрицательной стороной данных методов будет неосуществимость работы привода на низких частотах, поскольку значение ЭДС ротора в приведенном примере стремится к нулю, и возможность получить необходимый сигнал будет отсутствовать [5].

На данный момент существует большое количество различных алгоритмов для оценки вариационных параметров состояния СДПМ. Их можно разделить на активные и пассивные алгоритмы. Сущность активных алгоритмов заключается во введении (впрыске) специальных высокочастотных тестовых действий в основной спектр напряжения или тока и анализе реакции двигателя на них. В данном случае, в синхронной машине и ЧРП
имеются добавочные потери, которые снижают ресурсоэффективность привода и повышают требующуюся мощность элементов. Пассивные алгоритмы оценки классифицируют на неадаптивные и адаптивные. Неадаптивные системы используют статорную или роторную модель электромагнитных процессов. Адаптивные системы, в свою очередь, используют ссылочную и настраиваемую модель, которая расширяет их функциональность. Для построения адаптивных алгоритмов используется метод функции Ляпунова.

Рассмотрим следующие методы управления СДПМ (рис. 1).



Рис. 1. Классификация методов управления СДПМ

Принцип векторного управления синхронными машинами основан на ориентации вектора потоковой связи, созданного постоянными магнитами, поэтому в некоторых источниках он называется «ориентированным на поле» [6]. Целью этого метода является управление машиной как отдельно возбужденной, где регулирование потока и крутящий момент можно контролировать отдельно в динамических и статических режимах работы двигателя. Мгновенные значения токов статора преобразуются во вращающуюся систему координат (d, q), соединенную с ротором, с использованием математических уравнений и информации о положении ротора. Если текущий идентификатор поддерживается равным нулю, потоковая связь вдоль оси d будет постоянной. В этом случае электромагнитный момент будет пропорционален току iq, который задается системой управления [7]. Кроме того, в целях достижения отдельного контроля потокосцепления и крутящего момента, необходимо исключить сцепление между этими двумя осями, вычитая соответствующие соединительные элементы из опорного напряжения осей, то есть компенсировать перекрестные связи.

Метод прямого управления крутящим моментом первоначально использовался для асинхронных машин, но в данный момент используется и для других двигателей. Сутью принципа этого способа управления является подбор вектора напряжения из определенных величин (справочные таблицы) [8]. Синхронно контролируются как момент, так и поле статора. Данный метод имеет несколько плюсов: надежность добивается за счет изменяющихся характеристик, система становится проще (нет контура для управления током) и обеспечивается высокая скорость. Но главный недостаток метода – возникающие колебания и пульсации для малых значений нагрузки.

Следующим будет рассмотрен синергетический метод управления. Критерии управления будут выражены через инварианты. Для синхронных машин будут выбраны 2 инварианта: электромагнитный момент и частота вращения. Недостатками метода

являются, как и в случае нейронных сетей, трудность обработки данных, достоинство – значительная точность.

Следующим способом управления рассматривается система с изменяющимися (скользящими) режимами, которые имеют переменные структуры. Суть принципа – знак управляющего сигнала изменяется на противоположный, когда поверхность скольжения пересекается, что описывается уравнением, составленным на основе вариационных характеристик [9]. Минусы скользящего управления – наличие вероятности потери стабильности при достижении поверхности скольжения, скорое изнашивание частей привода из-за переключений.

Способ дифференциального управления уменьшает пульсацию момента. Данный метод основывается на исследовании знаков производных моментов статорной связи. Главный минус данного способа управления – это отрицательные изменения параметров при максимальном значении напряжения [10].

Известны разработки и в области методов выбросоустойчивых (робастных) методов. Принцип заключается в анализе зависимостей механических характеристик от изменения параметров машины, что позволяет получить качественный режим работы. Необходимость сокращения необходимой совокупности параметров о машине и снижения стоимости корректировки – условия для более широкого исследования данного метода. Однако выбросоустойчивый метод так и не нашел широкого применения в сфере систем управления.

Сети нейронных вычислений и нечеткая логика – перспективные инструменты для реализации методов управления. При использовании этих методов неважно, линейная система или нет, так как данные сети производительны при высоких значениях шума. Недостатком использования сети нейронных вычислений и нечетких контроллеров является необходимость в большой мощности для обработки, а также сложность алгоритмов.

Наиболее распространенными системами управления синхронными двигателями являются метод прямого управления крутящим моментом и векторный. Метод прямого управления работает лучше для контроля и устранения помех, и векторный метод проигрывает по скорости реагирования к изменяющимся характеристикам и требует использования более энергозатратной широтно-импульсной модуляции. Но стоит отметить, что система векторного управления имеет и свои достоинства в режимах статики: более низкие расходы мощности и меньший коэффициент пульсации. Следовательно, данный метод предпочтительнее в приводах со стабильной нагрузкой и управлением. Поскольку в этой статье анализируется привод для станков-качалок, в качестве метода управления синхронной машиной будет сделан выбор в сторону векторной системы, так как достигаются более энергоэффективные режимы работы из-за низких уровней гармоник, в отличие от метода прямого управления.

Модель системы управления

Модель синхронного двигателя представим в виде уравнений равновесия электродвижущей силы на основе 2 закона Кирхгофа:

$$u_A = R_A i_A + \frac{d \psi_A}{dt},$$
$$u_b = R_b i_b + \frac{d \psi_b}{dt},$$
$$u_c = R_c i_c + \frac{d \psi_c}{dt},$$

где потокосцепления равны:

$$\psi_A = L_A i_A + \Phi_0 \cos\omega t,$$

$$\psi_b = L_b i_b + \Phi_0 \cos(\omega t - 120),$$

$$\psi_c = L_c i_c + \Phi_0 \cos(\omega t + 120).$$

Чтобы перевести в мгновенные значения пространственных векторов, необходимо перемножить на 2/3, 2/3a, $2/3a^2$, соответственно, и сложить уравнения:

$$\vec{u}_s = R_s \vec{i}_s + \frac{d \Psi_s}{dt},$$
$$\vec{\psi}_s = L_s \vec{i}_s + \Phi_0 e^{jwt} = L_s \vec{i}_s + \vec{\Phi}_0 \vec{\psi}_s$$

Электромагнитный момент и уравнения равновесия моментов будут равны:

$$M = \frac{3}{2} p * \operatorname{mod}(\vec{\psi}_{s} \times \vec{i}_{s}) = \frac{3}{2} p * \operatorname{mod}(\Phi_{0} \times \vec{i}_{s})$$
$$J \frac{d \omega_{m}}{dt} = M - M_{H}.$$

Однако модель синхронной машины обычно рассматривают во вращающейся системе координат (d, q), при этом совмещая ось d по оси ротора. В этом случае система примет вид:

$$\begin{split} u_d &= R_s i_d + \frac{d \, \psi_d}{dt} - \psi_q \omega, \\ u_q &= R_s i_q + \frac{d \, \psi_q}{dt} - \psi_d \omega, \\ \psi_d &= L_d i_d + \psi_f, \\ \psi_q &= L_q i_q, \\ M &= \frac{3}{2} \, p(\psi_d \, i_q \times \psi_q \, i_d), \\ J \, \frac{d \, \omega_m}{dt} &= M - M_H - \beta \omega_m. \end{split}$$

Станок-качалка и штанговая скважинная насосная установка

При работе с неконтролируемым приводом станка-качалки (СК) характеристики изменения расположения точки подвеса колонны штанги (ТПКШ) можно определить через геометрические размеры элементов станка, однако считаем, что скорость вращения качалки не будет изменяться в промежуток времени, равный периоду качательного движения качалки. С этой точки зрения кинематическая система СК была исследована большим количеством авторов и достаточно подробно. В этих исследованиях предполагалось, что задается закон изменения расположения кривошипа качалки (при условии, что скорость вращения является константой), и на основании этого были определены характеристики перемещения остальных элементов станка. Основываясь на этом, были определены динамические силы в звеньях насосной установки соответственно, И, электроэнергетические параметры привода СК.

Однако при практическом использовании неконтролируемого привода СК частота вращательного движения двигателя установки не является постоянной, так как во время продолжительностью, равной времени качания качалки, крутящий момент на валу электродвигателя изменяется в значительных пределах. В свою очередь, из-за того факта, что скорость не является постоянной во время работы качалки, характеристики расположения точки подвеса колонны штанги изменяются, что приводит к появлению дополнительных динамических сил в станке и звеньях насосной установки. Поэтому для более точного описания всех процессов, которые происходят в звеньях станка и насосной установки, необходимо решить задачу относительно характеристик точки подвеса при непостоянстве частоты вращения двигателя ШНСУ.

При использовании ЧРП, совместимого с приводом качалки, есть возможность произвести оптимизацию характеристик точки подвеса. Достигается данная оптимизация за

счет изменения частоты вращения двигателя качалки, вследствие чего происходит уменьшение максимальных значений динамических сил в звеньях всей машины. В то же время необходимо определиться с законом перемещения точки подвеса, как совокупности законов преобразования частоты вращения двигателя и характеристик перемещения кривошипа качалки.

Таким образом, в процессе дальнейшего развития кинематической модели СК, необходимо решить следующие задачи:

1) определить параметры перемещения точки подвеса с определенными правилами кривошипного перемещения СК при непостоянстве мгновенного значения частоты вращения двигателя насосной установки (назовем прямое движение);

2) определить характеристики кривошипного движения станка-качалки при данных законах перемещения точки подвеса (назовем возвратное движение).

Расчет характеристик кривошипного движения СК для определенных законов перемещения точки подвеса (данный расчет необходим для определения значений возвратного движения)

Предположим, что задан закон перемещения точки подвеса, в этом случае необходимо определить параметры кривошипного движения СК – угол поворота, угловую скорость и угловое ускорение (определить уравнения движения кривошипа станкакачалки), то есть:

$$\begin{split} & \phi_{\rm Kp} = f(S_A \), \\ & \omega_{\rm Kp} = f(S_A, v_A \), \\ & \epsilon_{\rm Kp} = f(S_A, v_A, \alpha_A \). \end{split}$$

При нахождении характеристик кривошипного движения станка мы предполагаем в дальнейшем, что положительное направление характеристик перемещения ТПКШ является направленным вниз (в направлении ускорения силы тяжести). Кроме того, в качестве нулевого угла вращательного движения кривошипа качалки (начало координат) берем угол поворота кривошипа, при котором точка подвеса располагается в нижней мертвой точке. В этом случае рассматривается момент, когда кривошип станка-качалки вращается по часовой стрелке (устье скважины находится слева от наблюдающего).

Система, моделирующая станцию управления ШСНУ на базе высокоэффективных синхронных двигателей с постоянными магнитами

Модель рассматриваемой станции управления включает в себя следующие взаимосвязанные элементы (рис. 2):

- модель синхронного двигателя с постоянными магнитами, которая описывает механическо-электрические процессы в приводе машины;

- блок, моделирующий систему, основанную на векторном управлении и описывающую изменения в ЧРП;

- модели кинематических задач;

преобразователь значений из стандартного алгоритма во вращающийся;

- модель, характеризующая «колонна – насосная установка – уровень жидкости»;

- динамическая модель СК, которая описывает динамические процессы в звеньях установки при условии непостоянства значения частоты вращения вала двигателя ШСНУ;

- контроллер, необходимый при реализации бездатчикового метода управления.



Рис. 2. Модель системы станция управления ШСНУ на базе высокоэффективных синхронных двигателей с постоянными магнитами

Выводы

В статье продемонстрирована актуальность данной тематики, на основании сравнения систем электроприводов с синхронными и асинхронными двигателями, с экономической и практической точки зрения. Рассмотрены потенциальные сферы применения данных установок и приводятся составляющие модели системы управления, включающие в себя модель синхронного двигателя и станка-качалки. Построена модель системы управления ШНСУ на базе высокоэффективных синхронных двигателей с постоянными магнитами.

Литература

1. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года.

2. Вейнгер А.М. Регулируемые электроприводы переменного тока. М., 2009. 102 с.

3. Калачев Ю.Н. Наблюдатели состояния в векторном электроприводе. М., 2013. 63 с.

4. Панкратов В.В., Зима Е.А. Энергооптимальное векторное управление асинхронными электроприводами. Новосибирск: Издательство НГТУ, 2005. 120 с.

5. Vas. P. Sensorless Vector and Direct Torque Control. Oxford: Oxford University Press, 1998. P. 376.

6. Калачев Ю.Н. Векторное регулирование (заметки практика). ЭФО: 2013. 63 с.

7. Trzynadlowski A.M., Kirlin R.L., Legowski S.F. Space vector PWM technique with minimum switching losses and a variable pulse rate, IEEE Transactions on Industrioal Electronics. 1997. P. 44.

8. Абд Эль Вхаб А.Р., Каракулов А.С., Дементьев Ю.Н., Кладиев С.Н. Сравнительный анализ векторного управления и прямого управления моментом синхронного электродвигателя с постоянными магнитами // Известия Томского политехнического университета. 2011. № 4. С. 93–99.

9. Ryvkin Sergey. Sliding mode for synchronouselectric drive. Eduardo Palomar Lever-CRC Press. 2011. P. 208.

10. Завьялов В.М, Абд Эль Вхаб А.Р. Дифференциальное управление моментом синхронного двигателя с постоянными магнитами. // Современный электропривод. 2012. № 1. С. 8.

Авторы публикации

Петров Тимур Игоревич – аспирант кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий» (ЭПП) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Сафин Альфред Робертович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий» (ЭПП) Казанского государственного энергетического университета

(КГЭУ).

Ившин Игорь Владимирович – доктор техн. наук, профессор кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий» (ЭПП) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Цветков Алексей Николаевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий» (ЭПП) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Корнилов Владимир Юрьевич – доктор техн. наук, профессор кафедры «Приборостроение и мехатроника» (ПМ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

References

1. Energy Strategy of Russia for the period up to 2030.

2. Weinger A.M. Adjustable electric drives of alternating current. M., 2009. P. 102. (in Russian)

3. Kalachev Yu.N. Observers of the state in a vector electric drive. Moscow, 2013. P. 63. (in Russian)

4. Pankratov VV, Zima E.A. Energy-optimal vector control of asynchronous electric drives. Novosibirsk: Publishing House of the National Technical University, 2005. P. 120. (in Russian)

5. Vas P. Sensorless Vector and Direct Torque Control. Oxford: Oxford University Press, 1998. P. 376.

6. Kalachev Yu.N. Vector regulation (practice notes). EF: 2013. P. 63. (in Russian)

7. Trzynadlowski A.M., Kirlin R.L., Legowski S.F. Space vector PWM technique with minimum switching losses and a variable pulse rate // IEEE Transactions on Industrioal Electronics. 1997. P. 44.

8. Abd El Vkhab AR, Karakulov AS, Dementiev Yu.N., Kladiev SN Comparative analysis of vector control and direct torque control of a synchronous electric motor with permanent magnets. // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. 2011. N_{0} 4. Pp. 93–99. (in Russian)

9. Ryvkin Sergey. Sliding mode for synchronouselectric drive. Eduardo Palomar Lever-CRC Press. 2011. P. 208.

10. Zavyalov VM, Abd El Vkhab AR Differential control of the torque of a synchronous motor with permanent magnets // Modern electric drive. 2012. № 1. P. 8. (in Russian)

Authors of the publication

Timur I. Petrov – postgraduate at the Department of «Power supply of industrial enterprises» Kazan State Power Engineering University.

Alfred R. Safin – cand. sci. (techn.), assistant professor at the Department of «Power supply of industrial enterprises» Kazan State Power Engineering University.

Igor V. Ivshin – doctor of Technical Sciences, associate professor at the Department of «Power supply of industrial enterprises» Kazan State Power Engineering University.

Alexey N. Tsvetkov – cand. sci. (techn.), assistant professor at the Department of «Power supply of industrial enterprises» Kazan State Power Engineering University.

Vladimir Yu. Kornilov – doctor of Technical Sciences, associate professor at the Department of «Instrument making and mechatronics» Kazan State Power Engineering University.

Поступила в редакцию

22 июня 2018 года.

© Д.А. Губайдуллин, Д.А. Тукмаков

ФИЗИКА

УДК 532.529:532.59:534.2

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОХОЖДЕНИЯ ПРЯМОГО СКАЧКА УПЛОТНЕНИЯ ПО ВЗВЕСИ С НЕРАВНОМЕРНОЙ КОНЦЕНТРАЦИЕЙ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ

Д.А. Губайдуллин¹, Д.А. Тукмаков^{1,2}

¹Институт механики и машиностроения Федерального исследовательского центра «Казанский научный центр Российской академии наук», г. Казань, Россия ²Казанский национальный исследовательский технический университет, г. Казань, Россия

gubajdullin@imm.knc.ru, tukmakovDA@imm.knc.ru

Резюме: В данной работе численно изучается процесс распада разрыва в ударной трубе, камера низкого давления которой заполнена твердыми частицами с неоднородной концентрацией. На основе данных численных экспериментов выявлены закономерности влияния закона распределения твердых частиц в камере низкого давления на скорость и профиль ударной волны.

Ключевые слова: многофазная среда, численное моделирование, газовзвесь, ударная труба, неравномерное распределение.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-117-123

NUMERICAL MODELING OF PASSING OF DIRECT JUMP OF CONSOLIDATION ON A SUSPENSION WITH UNEVEN CONCENTRATION OF FIRM PARTICLES

D.A. Gubaydullin¹, D.A. Tukmakov^{1,2}

¹Institute of Mechanics and Engineering - Subdivision of the Federal State Budgetary Institution of Science «Kazan Scientific Center of the Russian Academy of Sciences» ²Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev-KAI gubajdullin@imm.knc.ru, tukmakovDA@imm.knc.ru

Abstract: In this work process of disintegration of a gap in a shock pipe which camera of low pressure is filled with firm particles with non-uniform concentration is in number studied. On the basis of these numerical experiments regularities of influence of the law of distribution of firm particles in the camera of low pressure upon speed and a profile of a shock wave are revealed.

Keywords: multiphase environment, numerical modeling, gas-suspension, shock pipe, uneven distribution.

Введение

Одной из задач механики многофазных сред является определение влияния эффектов, вызванных межфазным взаимодействием, на общую динамику многофазной среды. Данная работа посвящена численному моделированию динамики неоднородных сред, состоящих из твердых частиц, взвешенных в газе – газовзвесях. Значимым параметром дисперсной фазы газовзвеси является геометрическое распределение концентрации твердых частиц в области исследуемого течения. Экспериментальное исследование таких течений сопряжено с рядом трудностей [1–6], по этой причине возникает необходимость в численном моделировании. Результаты расчетов получены численным решением системы уравнений динамики гетерогенной среды в эйлеровой постановке с учетом силового и теплового взаимодействия фаз.

Математическая модель

Система уравнений движения двухфазной двухтемпературной двухскоростной монодисперсной смеси в двумерном случае имеет вид [7; 8]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_1}{\partial t} + \nabla \rho_1 V_1 &= 0; \\ \frac{\partial \rho_2}{\partial t} + \nabla \rho_2 V_2 &= 0; \\ \frac{\partial \rho_1 V_1}{\partial t} + \nabla^k \left(\rho_1 V_1 V_1^k \right) - \nabla^k \tau_i + \nabla p &= -F + \alpha_2 \nabla p; \\ \frac{\partial \rho_2 V_2}{\partial t} + \nabla^k \left(\rho_2 V_2 V_2^k \right) &= \frac{\rho_{20}}{\rho_{10}} \left(F - \alpha_2 \nabla p \right); \\ \frac{\partial (e_1)}{\partial t} + \nabla^k \left(\left(e_1 + p - \tau_i \right) V_1 \right) - \lambda \Delta T_1 &= -\hat{Q}_1 - |F_k| \left(V_1^k - V_2^k \right) + \alpha_2 \nabla^k \left(p V_1^k \right); \\ \frac{\partial (e_2)}{\partial t} + \nabla e_2 V_2 &= \hat{Q}_1. \end{aligned}$$

Здесь и ниже $V_i = [u_i, v_i]$ – вектор скоростей несущей и дисперсной составляющих многофазной среды, $\tau_i = \tau_{x,x_i}$; *i*=1,2 – тензор вязких напряжений несущей компоненты

$$\boldsymbol{\tau}_{x_1x_1} = \mu \left(2\frac{\partial u_1}{\partial x_1} - \frac{2}{3}D \right), \ \boldsymbol{\tau}_{x_2x_2} = \mu \left(2\frac{\partial v_1}{\partial x_2} - \frac{2}{3}D \right), \ \boldsymbol{\tau}_{x_1x_2} = \boldsymbol{\tau}_{x_1x_2} = \mu \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_2} + \frac{\partial v_1}{\partial x_1} \right), \ D = \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial v_1}{\partial x_2}$$

Силы межфазного взаимодействия, которая включает в себя силу аэродинамического сопротивления, силу Архимеда и силу присоединенных масс. Для двумерного случая компоненты F_{x_i} , F_{x_i} и тепловой поток \hat{Q}_l определяются как [2]:

$$\begin{split} F_{x_{1}} &= \left(\frac{3}{4}\frac{\alpha}{(2r)}C_{d}\rho_{1}\sqrt{(u_{1}-u_{2})^{2}+(v_{1}-v_{2})^{2}}(u_{1}-u_{2})+\alpha\rho_{1}\left(\frac{\partial u_{1}}{\partial t}+u_{1}\frac{\partial u_{1}}{\partial x_{1}}+v_{1}\frac{\partial u_{1}}{\partial x_{2}}\right)+\\ &+0.5\alpha\rho_{1}\left(\frac{\partial u_{1}}{\partial t}+u_{1}\frac{\partial u_{1}}{\partial x_{1}}+v_{1}\frac{\partial u_{1}}{\partial x_{2}}-\frac{\partial u_{2}}{\partial t}-u_{2}\frac{\partial u_{2}}{\partial x_{1}}-v_{2}\frac{\partial u_{2}}{\partial x_{2}}\right)\right)L \ /\rho_{10}c^{2},\\ F_{y} &= \left(\frac{3}{4}\frac{\alpha}{(2r)}C_{d}\rho_{1}\sqrt{(u_{1}-u_{2})^{2}+(v_{1}-v_{2})^{2}}(v_{1}-v_{2})+\alpha\rho_{1}\left(\frac{\partial v_{1}}{\partial t}+u_{1}\frac{\partial v_{1}}{\partial x_{1}}+v_{1}\frac{\partial v_{1}}{\partial x_{2}}\right)+\\ &+0.5\alpha\rho_{1}\left(\frac{\partial v_{1}}{\partial t}+u_{1}\frac{\partial v_{1}}{\partial x_{1}}+v_{1}\frac{\partial v_{1}}{\partial x_{2}}-\frac{\partial v_{2}}{\partial t}-u_{2}\frac{\partial v_{2}}{\partial x_{1}}-v_{2}\frac{\partial v_{2}}{\partial x_{2}}\right)\right)L \ /\rho_{10}c^{2}; \ \hat{Q} &= QL \ /\rho_{10}c^{3},\\ \hat{Q}_{l} &= Q\left(L/\rho_{10}c^{3}\right)\left(\rho_{10}c^{3}/L\right)L/\rho_{20}C_{T}T_{20}c = \hat{Q}\frac{\rho_{10}}{\rho_{20}}\frac{c^{2}}{C_{T}T_{20}}. \end{split}$$

©Д.А. Губайдуллин, Д.А. Тукмаков

Здесь *p*, ρ_1 , *u*₁, *v*₁ –давление, плотность, декартовы составляющие скорости несущей среды в направлении осей *x* и *y* соответственно; *T*₁, *e*₁ – температура и полная энергия газа; ρ_2 , *T*₂, *e*₂, *u*₂, *v*₂ – средняя плотность, температура, внутренняя энергия, декартовы составляющие скорости дисперсной фазы в направлении осей *x*, *y*. Температура несущей среды находится из уравнения $T_1=(\gamma-1)(e_1/\rho_1-0.5(u_1^2+v_1^2))/R$, где R – газовая постоянная несущей фазы. Внутренняя энергия взвешенной в газе дисперсной фазы определяется как $e_2=\rho_2C_pT_2$, где C_p – удельная теплоемкость единицы массы вещества дисперсной фазы. В уравнение энергии для несущей фазы входит коэффициент теплопроводности газа, коэффициент теплообмена α^T на поверхности частица – несущая среда и тепловой поток за счет теплообмена между газом и частицей $Q=\alpha^T 4\pi r^2(T_1-T_2)n=6\alpha$ Nu λ (T_1-T_2)/(2r)², где Nu= $2r\alpha^T/\lambda$. Число Нуссельта определяется с помощью известной аппроксимации в зависимости от относительных чисел Маха, Рейнольдса и от числа Прандтля:

 $Nu = 2exp(-M_{20}) + 0.459Re_{20}^{0.55}Pr^{0.33}, 0 \le M_{20} \le 2.0 \le Re_{20} \le 2.10^5.$

Математическая модель дополнялась начальными и граничными условиями. На твёрдых поверхностях для составляющих скорости несущей и дисперсной фаз задавались граничные условия Дирихле, для всех остальных функций задавались граничные условия Неймана. Полученная система дифференциальных уравнений в частных производных решалась явным конечно-разностным методом Мак-Кормака, включавшим в себя шаги предиктор-корректор с расщеплением по пространственным направлениям и схемой нелинейной коррекции [9–17].

В качестве исследуемой среды рассматривался воздух со взвешенными в нем частицами кварцевого песка. Физическая плотность кварцевого песка $\rho_{20}=2500$ кг/м³, радиус частиц *r*=1мкм. Область представляла собой трубу, разделенную на две части диафрагмой. В левой части трубы задавалось повышенное давление. При проведении численных расчетов предполагалось, что распределение дисперсной фазы в камере низкого давления отличается от её распределения в камере высокого давления.

Моделирование ударноволновых процессов в газовзвеси с неравномерным распределением дисперсной фазы

Численно моделировался распад разрыва в ударной трубе, где в камере высокого давления плотность дисперсной фазы имеет равномерное распределение, а в камере низкого давления средняя плотность дисперсной фазы описывалась периодическим законом: $\rho_2(x) = \rho_{20} \alpha_{20} (2 + \sin(20\pi^* x)), 0.5 \le x \le 1$. На рис. 1 показано распределение плотности дисперсной фазы в начальный момент – t=0. Расчетная сетка состояла из 300 узлов в направлении оси x. Тем самым ставилась задача определить влияние периодического распределения дисперсной фазы на параметры несущей среды при прохождении прямого скачка уплотнения через область с периодической концентрацией частиц.

На рис. 2(a-c) изображены результаты численных расчетов динамики несущей и дисперсной фазы. Можно отметить, что при прохождении волны сжатия через камеру низкого давления, где происходит чередование минимумов и максимумов плотности дисперсной фазы, параметры несущей среды – давление и температура – приобретают периодическую структуру – с чередованием наибольших и наименьших значений. На участках ударной трубы, имеющих наибольшие значения средней плотности дисперсной фазы, наблюдается увеличение давления и температуры несущей среды, а также уменьшение скорости газа. На участках с пониженной плотностью дисперсной фазы происходит ускорение движения газа, при этом его температура и давление снижаются. Описанную закономерность можно объяснить тем, что при прохождении газом участков уплотнения дисперсной фазы, газ, из-за межфазного взаимодействия с частицами, теряет свою скорость. При этом происходит переход кинетической энергии газа в потенциальную тепловую энергию, за счет чего происходит рост давления и температуры. Таким образом, периодическое чередование пониженной и повышенной концентрации дисперсной фазы

приводит к формированию волн давления, температуры и скорости газа, профиль которых имеет периодическую структуру.



Рис. 1. Начальное распределение средней плотности дисперсной фазы в ударной трубе



Рис. 2. Пространственные распределения давления и температуры газа в различные моменты времени: *a* – давление; *б* – температура газа; *в* – скорость газа; *г* – средняя плотность дисперсной фазы; радиус частиц *r*=1 мкм

Распространение ударной волны в газовзвеси с неравномерным распределением дисперсной фазы в двухмерном случае

Частным случаем неравномерно распределенной в ударной трубе газовзвеси является линейно возрастающее распределение концентрации твердых частиц поперек фронта движения скачка уплотнения (рис.3, *a*):

 $\rho_2(x, y)=0; 0 \le x \le 0.5; \rho_2(x, y)=2\rho_{20}\alpha_{20}y; 0.5 < x \le 1, 0 \le y \le 1.$

Средняя плотность дисперсной фазы в камере низкого давления зависит только от переменной *y*, тогда как ударная волна распространяется вдоль переменной *x*. Расчётная сетка состояла из 200 узлов по каждой координатной оси.



Рис. 3. Пространственное распределение средней плотности дисперсной фазы (*a*) и давления (б) при движении двумерной ударной волны по газовзвеси с неравномерным распределением дисперсной фазы, в момент времени *t*=1,4 мс

Расчеты показали (рис. 3, δ), что наибольшая скорость движения возмущения наблюдается на участке с наименьшей концентрацией дисперсной фазы, в то время как давление газа повышается в области возрастания плотности дисперсной фазы. Вследствие увеличения плотности дисперсной фазы вдоль оси *y*, профиль двумерной ударной волны искажается. Давление газа растет, а скорость движения скачка уплотнения уменьшается по мере увеличения координаты *y* – при движении по области с возрастающей средней плотностью дисперсной фазы.

Выводы

1. При движении возмущения в газовзвеси с периодическим распределением плотности дисперсной фазы газодинамические функции несущей среды приобретают периодическую структуру.

2. В случае движения двумерной волны сжатия, движущейся в положительном направлении оси *x* по газовзвеси с неравномерно распределенной дисперсной фазой,

плотность которой увеличивается с увеличением координаты *y*, происходит искажение профиля ударной волны за счет уменьшения скорости газа и увеличения его давления в направлении, поперечном к волновому фронту.

Литература

1. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Ч. 1. М.: Наука, 1987. 464 с.

2. Кутушев А.Г. Математическое моделирование волновых процессов в аэродисперсных и порошкообразных средах. СПб.: Недра, 2003. 284 с.

3. Temkin S. Suspension acoustics: An introduction to the physics of suspension // Cambridge University Press, 2005. 398 p.

4. Дейч М.Е., Филиппов Д.А. Газодинамика двухфазных сред. М.: Энергоиздат, 1981. 472 с.

5. Стернин Л.Е. Двухфазные моно- и полидисперсные течения газа с частицами. Машиностроение, 1980. 176 с.

6. Вараксин А.В. Гидрогазодинамика и теплофизика двухфазных потоков: проблемы и достижения // Теплофизика высоких температур. 2013, № 3. С. 421–455.

7. Седов Л.И. Механика сплошной среды / Т. 1, т. 2. М.: Наука. 1984.

8. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа // М.: Издательство «Дрофа».2003. 784 с.

9. Fletcher C.A., Computation Techniques for Fluid Dynamics, Springer-Verlang, Berlin et al., 1988. 502 p.

10. Ковеня В.М., Тарнавский Г.А., Черный С.Г. Применение метода расщепления в задачах аэродинамики. Новосибирск: Наука. Сибир. отд-ние, 1990. 247 с.

11. Steger J.L. Implicit Finite-Difference Simulation of Flow about Arbitrary Two-Dimensional Geometries // AIAA J. 1978. Vol. 16, No. 7, pp. 679–686.

12. MacCormak R.W., Lomax H. Numerical solution of compressible viscous flows // Ann Rev. Fluid Mech., 1979, № 11, pp .289–316.

13. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен/ М.: Мир, 1990. Т. 2. 392 с.

14. Музафаров И.Ф., Утюжников С.В. Применение компактных разностных схем к исследованию нестационарных течений сжимаемого газа // Математическое моделирование, 1993, т. 5, № 3. С. 74–83.

15. Губайдуллин Д.А., Тукмаков Д.А. Исследование динамики двухкомпонентного газа с пространственно разделенными в начальный момент компонентами // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2014. № 3-4. С. 38-43.

16. Губайдуллин Д.А., Тукмаков Д.А. Численное исследование эволюции ударной волны в газовзвеси с учетом неравномерного распределения частиц // Математическое моделирование. 2014. № 10. С. 109–119.

17. Тукмаков А.Л. Зависимость механизма дрейфа твердой частицы в нелинейном волновом поле от ее постоянной времени и длительности прохождения волновых фронтов // ПМТФ. 2011. № 4. С. 105–106.

Авторы публикации

Губайдуллин Д.А. – д-р физ.-мат. наук, профессор, чл.-корр. РАН, руководитель ИММ – обособленного структурного подразделения ФИЦ КазНЦ РАН.

Тукмаков Д.А. – канд. физ.-мат. наук, науч. сотрудник ИММ – обособленного структурного подразделения ФИЦ КазНЦ РАН.

References

1. Nigmatulin R.I. Dinamika mnogofaznykh sred. Ch. 1. M.: Nauka, 1987. 464 p.

© Д.А. Губайдуллин, Д.А. Тукмаков

2. Kutushev A.G. Matematicheskoye modelirovaniye volnovykh protsessov v aerodispersnykh i poroshkoobraznykh sredakh. SPb.: Nedra, 2003. 284 p.

3. Temkin S. Suspension acoustics: An introduction to the physics of suspension // Cambridge University Press, 2005. 398 p.

4. Deych M.E., Filippov D.A. Gazodinamika dvukhfaznykh sred. M.: Energoizdat, 1981. 472 p.

5. Sternin L.E. Dvukhfaznyye mono- i polidispersnyye techeniya gaza s chastitsami. Mashinostroyeniye, 1980. 176 s.

6. Varaksin A.V. Gidrogazodinamika i teplofizika dvukhfaznykh potokov: problemy i dostizheniya // Teplofizika vysokikh temperatur. 2013, No. 3. P. 421–455.

7. Sedov L.I. Mekhanika sploshnoy sredy / T. 1, t. 2. M.: Nauka. 1984.

8. Loytsyanskiy L.G. Mekhanika zhidkosti i gaza // M.: Izdatel'stvo «Drofa».2003. 784 p.

9. Flet sher C.A., Computation Techniques for Fluid Dynamics, Springer-Verlang, Berlin et al., 1988. 502 p.

10. Kovenya V.M., Tarnavskiy G.A., CHernyy S.G. Primeneniye metoda rasshchepleniya v zadachakh aerodinamiki. Novosibirsk: Nauka. Sibir. otd-niye, 1990. 247 p.

11. Steger J.L. Implicit Finite-Difference Simulation of Flow about Arbitrary Two-Dimensional Geometries // AIAA J. 1978. Vol. 16, No. 7, pp. 679–686.

12. MacCormak R.W., Lomax H. Numerical solution of compressible viscous flows // Ann Rev. Fluid Mech., 1979, No. 11, pp. .289–316.

13. Anderson D., Tannekhill Dzh., Pletcher R. Vychislitel'naya gidromekhanika i teploobmen/ M.: Mir, 1990. T. 2. 392 p.

14. Muzafarov I.F., Utyuzhnikov S.V. Primeneniye kompaktnykh raznostnykh skhem k issledovaniyu nestatsionarnykh techeniy szhimayemogo gaza // Matematicheskoye modelirovaniye, 1993, t. 5, No. 3. Pp. 74–83.

15. Gubaydullin D.A. Tukmakov, D.A. Issledovaniye dinamiki dvukhkomponentnogo gaza s prostranstvenno razdelennymi v nachal'nyy moment komponentami // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki. 2014. No. 3–4. Pp. 38–43.

16. Gubaydullin D.A., Tukmakov D.A. CHislennoye issledovaniye evolyutsii udarnoy volny v gazovzvesi s uchetom neravnomernogo raspredeleniya chastits // Matematicheskoye modelirovaniye. 2014. No. 10. Pp. 109–119.

17. Tukmakov A.L. Zavisimost' mekhanizma dreyfa tverdoy chastitsy v nelineynom volnovom pole ot eye postoyannoy vremeni i dlitel'nosti prokhozhdeniya volnovykh frontov // PMTF. 2011. No. 4. Pp. 105–106.

Authors of the publication

D.A. Gubajdullin –professor, doctor of scenes, corresponding member of RAS, head of IME - Subdivision of FIC Kazan SC of RAS.

D.A. Tukmakov - research associate of IME - Subdivision of FIC Kazan SC of RAS, cand. of scenes.

Поступила в редакцию

19 июля 2018 г.

УДК 539.1

КОНЦЕНТРАЦИОННЫЕ И ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ В СПЕКТРАХ ЭПР ЗОНДОВЫХ ЦЕНТРОВ Gd³⁺ В ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ КРИСТАЛЛАХ Pb_{1-x}Ag_xS и Pb_{1-x}Cu_xS (0≤x≤0,011)

А.М. Синицин¹, Р.Р. Зайнуллин^{1, 2}, В.А. Уланов^{1, 2}

¹Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия ²Физико-технический институт им. Е.К. Завойского, г. Казань, Россия

Резюме: Методом ЭПР исследованы концентрационные и температурные зависимости параметров спектров ЭПР центров Gd^{3+} , внедренных в качестве парамагнитных зондов в термоэлектрические полупроводниковые кристаллы $Pb_{1-x}Ag_xS$ и $Pb_{1-x}Cu_xS$ ($0 \le x \le 0,011$). Исследуемые кристаллы были выращены методом Бриджмена из расплава, содержащего сульфид свинца, сульфид серебра или меди, гадолиний и серу (использованную для обеспечения стехиометрии). Исследования выполнены в диапазоне частот 9320÷9340 МГц при температурах 4, 2, 77 и 300 К. Установлено, что в исследуемых образцах примеси серебра и меди не создают значительных искажений структуры базового кристалла PbS, но существенно влияют на концентрацию свободных носителей. Анализ полученных данных о концентрационных и температурных зависимостях параметров спинового гамильтониана зондовых центров Gd^{3+} привел к выводу об акцепторном характере примесей серебра и меди в кристалле PbS, а также позволил определить их растворимость и описать индуцированные ими искажения структуры базового кристалла.

Ключевые слова: PbS, акцепторная примесь, серебро, медь, ЭПР, парамагнитный зонд, гадолиний, деформация решетки, свободные электроны, дырки, сдвиг Найта.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-124-135

CONCENTRATION AND TEMPERATURE DEPENDENCES IN EPR SPECTRA OD GD³⁺ PROBE CENTERS IN THE Pb_{1-x}Ag_xS μ Pb_{1-x}Cu_xS ($0 \le x \le 0,011$) THERMOELECTRIC CRYSTALS

A.M. Sinicin¹, R.R. Zainullin^{1, 2}, V.A. Ulanov^{1, 2}

¹Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russian Federation ²Zavoisky Physical-Technical Institute, Kazan, Russian Federation

Abstract: Concentration and temperature dependences of parameters of the EPR spectra of Gd^{3+} centers introduced into the $Pb_{1-x}Ag_xS$ and $Pb_{1-x}Cu_xS$ thermoelectric semiconductor crystals ($0 \le x \le 0,011$) were investigated by means of EPR method. The crystals under investigation were grown from the melt containing lead sulfide, silver (or copper) sulfide, gadolinium and sulfur (the latter was used to provide stoichiometry). The investigations were performed in the 9320÷9340 MHz frequency range at temperatures of 4.2, 77, and 300 K. It was established that in the samples studied the silver and copper impurities did not create significant distortions in the structure of the base PbS crystal, but significantly affected the concentration of free carriers. Analysis of the obtained data on the concentration and temperature dependences of the spin-Hamiltonian parameters of the Gd^{3+} probe centers leads to the conclusion that silver and copper in the PbS

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

crystal are acceptor like impurities, and also to determine their solubility and describe the distortions induced by them in the structure of the base crystal.

Keywords: PbS, acceptor like impurity, silver, copper, EPR, paramagnetic probe center, gadolinium, crystal lattice distortion, free carriers, EPR Knight shift.

Введение

Узкощелевые прямозонные полупроводники группы халькогенидов свинца (PbS, PbTe и PbSe) имеют кристаллическую решетку типа NaCl. Однако, в отличие от NaCl, атомы рассматриваемой группы кристаллов образуют сложные химические связи с ионной, металлической составляющими. ковалентной И Вклад ионной составляющей приблизительно равен 20%, и он проявляется в большой разнице между статической и высокочастотной диэлектрическими проницаемостями свинца. халькогенидов Существенный вклад ковалентной составляющей связей и их ненасыщенный характер приводят к сильной поляризуемости решеток халькогенидов свинца, а также к преимущественному рассеянию свободных носителей заряда на акустических фононах. В то же время, в этих кристаллах эффекты рассеяния на оптических фононах обнаруживаются в меньшей степени. Наличие металлической составляющей в связях между атомами проявляется в уменьшении ширины запрещенной зоны по сравнению с типичными веществами с ионно-ковалентной связью, что способствует стабилизации кубической структуры NaCl. Однако стабилизирующее влияние этой составляющей недостаточно сильное, поэтому халькогениды свинца являются виртуальными сегнетоэлектриками, в которых наблюдаются явные признаки приближающегося фазового перехода [1].

Вследствие невысокой термодинамической стабильности решетки в синтезированых кристаллах халькогенидов свинца обычно содержится большое количество точечных дефектов (вакансий, междоузельных атомов, антиструктурных дефектов). Среди них наиболее вероятными и оказывающими наиболее сильное влияние на термоэлектрические и гальваномагнитные свойства этих материалов оказывают вакансии. В кристаллах РbTe наиболее распространенными точечными дефектами являются вакансии свинца, в то время как в PbS – вакансии халькогена (серы). Первые являются акцепторными дефектами (две дырки на каждую вакансию), вторые – донорами (каждая вакансия дает два свободных электрона). Свойства халькогенидов свинца также сильно зависят от примесей (от их вида, концентрации, локализации в решетке кристалла-матрицы, природы химических связей, образуемых примесью и атомами решетки базового кристалла). Для рассматриваемой группы материалов к настоящему времени наиболее подробно изучены проблемы, связанные с влиянием различных примесей на свойства теллурида свинца (PbTe) и твердых растворов на его основе (PbSnTe, PbSnSeTe). Что касается сульфида свинца (PbS), этот полупроводниковый материал остался до сих пор малоизученным. Последнее объясняется тем, что РbTe и его твердые растворы с халькогенидами олова и германия (Pb_{1-x}Sn_xTe, Pb_{1-x}Ge_xTe) обладают высокими значениями термоэлектрической добротности (ZT ~ 1,2) и широко используются в качестве материалов для производства термоэлектрических преобразователей энергии [2-4]. Поскольку PbS (галенит), являясь представителем этой же группы полупроводников, характеризуется меньшими значениями ZT (~0,6), до последнего времени он не рассматривался как перспективный термоэлектрический материал. Однако в отличие от РbTe, PbS является менее токсичным соединением и более распространенным в природе. Кроме того, недавние экспериментальные и теоретические исследования некоторых твердых растворов, получаемых на основе PbS, выявили возможности значительного увеличения термоэлектрической добротности таких материалов [5-7]. Поэтому в последнее время резко возрос интерес исследователей к изучению процессов, способных изменить в нужном направлении физические характеристики твердых растворов на основе PbS.

© А.М. Синицин, Р.Р. Зайнуллин, В.А. Уланов

Целью данной работы явилось получение методом ЭПР новой экспериментальной информации о влиянии примесей серебра и меди на физические свойства смешанных термоэлектрических кристаллов $Pb_{1-x}Ag_xS$ и $Pb_{1-x}Cu_xS$ ($0 \le x \le 0,011$). Планировалось, что в качестве парамагнитных зондов будут использованы примесные центры Gd^{3+} с кубической симметрией магнитных свойств, которые (как было нами установлено ранее в работе [8]) характеризуются спектром ЭПР с хорошо разрешенной тонкой структурой. Ожидалось, что одновалентное состояние атомов серебра (Ag^+) и меди (Cu^+), внедряющихся в решетку PbS в позиции атомов свинца, окажется основным, в результате чего их внедрение в этот кристалл в качестве легирующей примеси приведет к появлению в его объеме «дырочных» носителей заряда.

Особенности эксперимента и результаты

В качестве базового материала выращивания для кристаллов Pb_{1-у-x}Ag_xGd_yS и Pb_{1-y-x}Cu_xGd_yS ($0 \le x \le 0,011$; $y \approx 3 \times 10^{-5}$) было использовано соединение PbS марки «ОСЧ» с общим содержанием посторонних примесей менее 10⁻⁴. Примеси серебра и меди добавлялись в исходый материал в виде сульфидов этих металлов. Дополнительная примесь гадолиния вводилась в виде тонкого металлического порошка. Для обеспечения стехиометрии в смесь перечисленных компонентов добавлялось необходимое количество серы. Отметим здесь, что ограничение сверху на концентрацию гадолиния в смеси было наложено для того, чтобы эта дополнительная примесь не влияла заметным образом на структуру решетки синтезируемых кристаллов и концентрацию свободных носителей заряда в их объемах. В дальнейшем, учитывая низкую концентрацию гадолиния (по сравнению с легирующими примесями меди и серебра) и подчеркивая особую роль примесного гадолиния как парамагнитного зонда, вместо обозначений Pb1-y-xAgxGdyS и Pb1-y-xCuxGdyS будем использовать обозначения $Pb_{1-x}Ag_xS:Gd^{3+}$ и $Pb_{1-x}Cu_xS:Gd^{3+}$.

Приготовленная смесь (шихта) тщательно перетиралась в агатовой ступке, перемешивалась и просеивалась через сита с размерами ячеек $0,1 \times 0,1$ мм². В качестве тиглей были использованы кварцевые ампулы с коническим дном. Загруженные смесью тигли откачивались при температуре 80°C в течении 3 часов до давления 10^{-2} Ра и затем запаивались. Выращивание кристаллов производилось методом Бриджмена путем вертикальной протяжки запаянных тиглей в тепловом поле цилиндрического нагревателя из графита. Термообработка образцов, вырезанных из выращенных кристаллов, имевшая целью снятие механических напряжений, проводилась в среде спектрально чистого гелия при температуре 250°C в течение 48 ч. Удаление нарушенного поверхностного слоя образца после абразивной резки осуществлялось химическим травлением. Монокристалличность полученных образцов определялась методами рентгеноструктурного анализа. Однородность термоэлектрических свойств образцов проверялась путем сканирования термо-ЭДС в различных точках их поверхности.

Синтезированные образцы кристаллов Pb_{1-x}Ag_xS:Gd³⁺ и Pb_{1-x}Cu_xS:Gd³⁺ ($0 \le x \le 0,011$) изучались методом ЭПР на спектрометре *E*-12 "Varian", снабженном устройством аналогоцифрового преобразования сигнала ЭПР. Исследования проводились в трех температурных точках – $T_1 = 4,2$ K, $T_2 = 77$ K и $T_3 = 300$ K. Было установлено, что при этих температурах в образцах, не содержащих гадолиния, Pb_{1-x}Ag_xS ($x \le 0,011$) и Pb_{1-x}Cu_xS ($x \le 0,011$), спектры ЭПР отсутствуют. В образцах Pb_{1-x}Ag_xS:Gd³⁺ и Pb_{1-x}Cu_xS:Gd³⁺ ($0 \le x \le 0,011$) в ориентациях $H_0 \parallel < 001 >$ были зарегистрированы спектры ЭПР, состоящие из 7 линий тонкой структуры с относительными интенсивностями 7:15:12:16:12:15:7. Число линий и угловые зависимости их положений в спектрах ЭПР явно указывали на то, что гадолиний в состоянии Gd³⁺(S=7/2) заместил в решетке базового кристалла PbS ион Pb²⁺ и оказался под влиянием лигандного поля кубической симметрии. Установлено, что магнитные свойства образовавшегося парамагнитного центра Gd³⁺ (4 f ⁷, S = 7/2, ⁸S_{7/2}) хорошо описываются спиновым гамильтонианом (СГ) следующего вида: Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

$$H_{S} = \beta_{e}g \ S \cdot H_{0} + \frac{1}{60}b_{4}(O_{4}^{0} + 5 \cdot O_{4}^{4}) + \frac{1}{1260}b_{6}(O_{6}^{0} - 21 \cdot O_{6}^{4}), \tag{1}$$

представленным в декартовой системе координат с осями, параллельными кристаллографическим осям <001>. В СГ (1): β_e – величина магнетона Бора; g – фактор спектроскопического расщепления состояний основного мультиплета ⁸S примесного иона Gd³⁺ (g-фактор); b_4 и b_6 – параметры тонкой структуры спектра ЭПР (четвертого и шестого порядков, соответственно); O_4^0 , O_4^4 , O_6^0 и O_6^4 – спиновые операторы Стивенса. Спектры ЭПР одного из образцов Pb_{1-x}Cu_xS:Gd³⁺, зарегистрированные при температуре T = 4,2K на частоте $f_{ЭПР} = 9330$ МГц в трех главных направлениях в кристалле, показаны на рис. 1. Здесь для удобства линиям спектра, соответствующего одной из ориентаций $H_0 \parallel <001>$ (C4), приписаны номера.



Рис. 1. Спектры ЭПР образца $Pb_{1-x}Cu_xS:Gd^{3+}$ ($x=1,5\times10^{-3}$), зарегистрированные при температуре T = 4,2K на частоте $f_{ЭПР} = 9336$ МГц в трех главных направлениях в кристалле ($H_0 \parallel < 001 >$, C_4 ; $H_0 \parallel < 111 >$, C_3 ; $H_0 \parallel < 110 >$, C_2)

На рис. 2 показаны угловые зависимости резонансных значений напряженности внешнего магнитного поля $H_{0,pes}$, рассчитанные для случая, когда вектор напряженности внешнего магнитного поля (\vec{H}_0) вращается в плоскости <110> (рис. 1 и 2). В расчетах использованы следующие значения величин, определяющих вид угловых зависимостей: $f_{3\Pi P} = 9336$ МГц; g = 1,9928; $b_4 = -59,17$ МГц; $b_6 = 0,07$ МГц. Угол θ здесь отсчитывается от направления $H_0 \parallel <001>$, линии отвечают рассчитанным значениям $H_{0,pes,i}$ а точки – экспериментальным значениям, полученным с образцом Pb_{1-x}Cu_xS:Gd³⁺ ($x = 1,5 \times 10^{-3}$) при T=4,2K на частоте $f_{3\Pi P} = 9336$ МГц.



Рис. 2. Угловые зависимости резонансных значений напряженности внешнего магнитного поля $H_{0,\text{pes}}$, рассчитанные для вращения вектора \vec{H}_0 в плоскости <110> при $f_{\text{ЭПР}}$ = 9330 МГц и соответствующие значениям параметров спинового гамильтониана (1): g = 1,9928; $b_4 = 59,17$ МГц; $b_6 = -0,07$ МГц

На рис. 2 показано, что в направлении $H_0 \parallel <001>$ крайние линии спектра ЭПР ионов Gd³⁺ (линии № 1 и № 7, согласно рис. 1), состоящего из семи линий тонкой структуры, занимают экстремально удаленные друг от друга позиции. В направлении $H_0 \parallel < 111 >$ эти же линии оказываются в противоположных локальных экстремумах, при этом они удалены друг от друга на 2/3 от максимального расстояния, наблюдаемого в ориентации $H_0 \parallel <001>$. Видно также, что экспериментальные точки практически совпадают с линиями, рассчитанными теоретически при указанных выше параметрах СГ (1). Отсюда следует, что координационным многогранником парамагнитного зонда (иона Gd^{3+}) является практически неискаженный октаэдр и что в данном смешанном кристалле примесные ионы меди внедрились не в междоузлия, а точно в позиции атомов свинца. В противном случае при концентрации меди $x = 1.5 \times 10^{-3}$ искажения решетки вблизи парамагнитного зонда Gd³⁺ оказались бы значительными, что привело бы к сильному уширению боковых линий спектра ЭПР, но из рис. 1 следует, что ширина крайних линий спектра ЭПР лишь в 2,2 раза больше, чем ширина центральной линии (имеющей при данной температуре ширину ΔH_{nes} = 5,5 Э). Расчеты по методу, изложенному в работе [9], показывают, что наблюдаемые уширения могли появиться при смещениях некоторых из ближайших к Gd³⁺ атомов серы на расстояния порядка $3 \cdot 10^{-4}$ нм при постоянной решетки PbS $a_0 = 0,5936$ нм. Очевидно, что подобные искажения могут рассматриваться как достаточно слабые. Поэтому можно с уверенностью говорить, что в рассматриваемом кристалле атомы меди локализовались, по крайней мере, не в первой катионной сфере окружения ионов Gd^{3+} . Однако было замечено, что повышение концентрации меди в кристаллах Pb_{1-x}Cu_xS:Gd³⁺ приводит к большему относительному уширению крайних линий их спектров ЭПР.

Сравнивая спектры легированного медью образца $Pb_{1,x}Cu_xS:Gd^{3+}$ ($x = 1,5 \times 10^{-3}$) со спектрами образца $Pb_{1,x}Ag_xS:Gd^{3+}$ ($x = 1,7 \times 10^{-3}$), легированного серебром, обнаруживаем, что серебро значительно меньше искажает решетку легированного им кристалла. Отношение ширины крайней линии спектра ЭПР к ширине центральной линии в образце $Pb_{1,x}Ag_xS:Gd^{3+}$ ($x = 1,7 \times 10^{-3}$) оказалось примерно равным 1,4. Обнаружено также, что

плоскости скола в образцах с серебром выглядят зеркальными, в то время как на плоскостях скола образцов с медью на свету видны следы остаточных напряжений.

Расчет величин резонансных полей для семи линий спектра ЭПР ионов Gd^{3+} в исследуемых сериях образцов, содержащих различные количества меди или серебра, обнаружил существование зависимости *g*-факторов зондовых центров Gd^{3+} от концентраций этих легирующих примесей, $g = \varphi(x)$. В частности, такие зависимости, определенные экспериментально при температуре T = 4,2K в диапазоне частот $f_{ЭПР} = 9320\div9340$ МГц, показаны на рис. 3.



Рис. 3. Графики зависимостей *g*-факторов парамагнитных зондов Gd³⁺ от состава смешанных кристаллов $Pb_{1-x}Cu_xS:Gd^{3+}$ и $Pb_{1-x}Ag_xS:Gd^{3+}$.

На рис. З черными квадратами обозначены экспериментальные значения g-факторов парамагнитных зондов для серии кристаллов Pb_{1-x}Ag_xS:Gd³⁺ с различными концентрациями (x) атомов серебра, а кружки представляют значения g для серии кристаллов Pb_{1-x}Cu_xS:Gd³⁺. Можно заметить, что g-факторы зондовых центров Gd^{3+} в смешанных кристаллах $Pb_{1-x}Ag_xS$ меняются при изменениях содержания серебра в интервале $0 \le x \le 0,011$ в достаточно широком диапазоне значений, от 1,9919±0,0003 до 1,9967±0,0008, в то время как в Pb_{1-x}Cu_xS при изменениях содержания меди в тех же пределах, меняются в более узком диапазоне, от 1,9919±0,0003 до 1,9935±0,0008. Это, по-видимому, связано с тем, что в кристаллах $Pb_{1-x}Ag_xS$ при $0 \le x \le 0,0045$ основными носителями заряда являются электроны, а при $0,0045 \le x \le 0,011 -$ дырки [10]. Однако, в кристаллах Pb_{1-x}Cu_xS во всем исследованном диапазоне концентраций меди $0 \le x \le 0.011$ основными носителями заряда остаются свободные электроны, хотя с увеличением x концентрация этих носителей заряда (n) уменьшается в пределах диапазона $1,5\cdot 10^{18} \ge n \ (cm^{-3}) \ge 2\cdot 10^{17} \ [12]$. Следовательно, концентрационные зависимости g-фактора парамагнитного зонда Gd³⁺, наблюдаемые в кристаллах $Pb_{1-x}Ag_xS:Gd^{3+}$ и $Pb_{1-x}Cu_xS:Gd^{3+}$ могут быть связаны с электронным сдвигом Найта, возникающим вследствие наведения свободными носителями заряда, поляризованными внешним магнитным полем [11–13], дополнительного магнитного поля в позиции парамагнитного зонда. Поскольку данные, представленные на рис. 3, хорошо согласуются с результатами изучения рассматриваемых серий кристаллов методом Холла [10], то можно рассматривать значение g = 1,9935 соответствующим g-фактору Gd³⁺ в кристаллах Pb_{1-x}Cu_xS:Gd³⁺ и Pb_{1-x}Ag_xS:Gd³⁺, в которых легирующие атомы Cu и Ag, явно выступающие в роли акцепторных примесей, привели к почти полной компенсации влияния

донорных центров (вакансий серы). Данный уровень *g* на рис. 3 показан штрихпунктирной горизонтальной линией.

Для выяснения природы возможных искажений структуры базового кристалла PbS легирующими атомами меди или серебра было проведено изучение концентрационных зависимостей параметров тонкой структуры спектров ЭПР зондовых центров Gd^{3+} в исследуемых сериях кристаллов $Pb_{1-x}Cu_xS:Gd^{3+}$ и $Pb_{1-x}Ag_xS:Gd^{3+}$. Результаты экспериментального изучения представлены в табл. 1.

Таблица 1

Зависимость параметров тонкой структуры спект	ов ЭПР ионов Gd	³⁺ от содержания меди	і или серебра
(x) в образнах смешанных кристаллов Pb ₁ , Cu ₂ S:	d ³⁺ и Pb1 "Ag"S:G	d^{3+} (T = 4.2K: f = 9321)	÷9336 МГп)

№ п/п	x	$Pb_{1-x}Cu_xS:Gd^{3+}$		$Pb_{1-x}Ag_xS:Gd^{3+}$		
		<i>b</i> ₄ (МГц)	<i>b</i> ₆ (МГц)	<i>b</i> ₄ (МГц)	<i>b</i> ₆ (МГц)	
1	0	$-59,28\pm0,05$	$0,08{\pm}0,05$	$-59,26\pm0,05$	0,08±0,05	
2	0,6.10-3	$-59,26\pm0,06$	$0,08{\pm}0,06$	-	-	
3	$0,9 \cdot 10^{-3}$	-	-	$-59,24{\pm}0,05$	0,09±0,05	
4	$1,5 \cdot 10^{-3}$	$-59,27\pm0,07$	$0,07{\pm}0,07$	-	-	
5	$1,7 \cdot 10^{-3}$	—	-	$-59,25\pm0,05$	0,08±0,05	
6	$2,5 \cdot 10^{-3}$	—	-	$-59,24{\pm}0,05$	0,11±0,05	
7	$2,7 \cdot 10^{-3}$	$-59,23\pm0,08$	$0,09{\pm}0,08$	-	-	
8	3,2·10 ⁻³	-	-	$-59,25\pm0,05$	0,10±0,05	
9	$3,5 \cdot 10^{-3}$	$-59,24\pm0,08$	$0,11{\pm}0,08$	-	-	
10	$4,0.10^{-3}$	-	-	$-59,24\pm0,05$	0,12±0,05	
11	$4,4.10^{-3}$	$-59,18\pm0,10$	0,13±0,10	-	-	
12	5,0·10 ⁻³	-	-	$-59,22\pm0,06$	0,11±0,06	
13	5,5·10 ⁻³	$-59,14\pm0,10$	$0,12\pm0,10$	$-59,20\pm0,06$	0,12±0,06	
14	6,0·10 ⁻³	-	-	$-59,21\pm0,06$	0,14±0,06	
15	$6,2\cdot 10^{-3}$	$-59,08\pm0,10$	0,13±0,10	-	-	
16	6,7·10 ⁻³	-	-	$-59,20\pm0,08$	0,13±0,08	
17	$7,0.10^{-3}$	$-58,92\pm0,12$	0,15±0,12	-	-	
18	$7,8 \cdot 10^{-3}$	-	-	$-59,18\pm0,08$	0,15±0,08	
19	$8,0.10^{-3}$	$-58,75\pm0,12$	0,17±0,12	-	-	
20	9,0.10-3	$-58,62\pm0,15$	0,18±0,15	$-59,16\pm0,08$	0,18±0,08	
21	$1,0.10^{-2}$	$-58,48\pm0,20$	0,22±0,20	-59,10±0,15	0,21±0,15	
22	$1,1.10^{-2}$	$-58,34\pm0,20$	0,23±0,20	-59,12±0,15	0,23±0,15	

Поскольку положения резонансных линий спектров ЭПР в основном зависят от параметра b_4 , при такой низкой температуре (T = 4,2 K) его знак был определен из сравнения интенсивностей противоположных крайних линий в спектре ЭПР, зарегистрированном в ориентации $H_0 \parallel <001$ >. Относительные знаки и величины параметров b_4 и b_6 находились путем диагонализации матрицы спинового гамильтониана (1) и подбора таких значений этих параметров, при которых вычисленные и экспериментальные резонансные магнитные поля совпадают с точностью до ошибок эксперимента. Из табл. 1 следует, что для обеих групп образцов параметр b_6 очень мал (~0,15 МГц). Поскольку его величина сравнима с точностью эксперимента, выявить его зависимость от концентрации легирующих примесей (меди или серебра) оказалось невозможным. Что касается параметра b_4 , как видно из табл. 1, он определяется с достаточной точностью, чтобы увидеть тенденцию к его уменьшению с ростом концентрации меди в ряду кристаллов $Pb_{1-x}Cu_xS:Gd^{3+}$. Но в кристаллах $Pb_{1-x}Ag_xS:Gd^{3+}$ этот параметр практически не зависит от концентрации серебра. Эти факты подтверждают сделанный выше вывод о том, что примесь меди (в сравнении с серебром) в заметно большей степени искажает решетку кристалла-матрицы, PbS.

С точки зрения теории кристаллического поля неожиданным результатом явилось то, что, несмотря на меньшую постоянную решетки кристалла PbS ($a_0 = 0,5936$ нм.), величина

параметра b_4 для ионов Gd³⁺ в нашем случае оказалась значительно меньшей, чем в PbTe [9], где авторы при $a_0 = 0,6462$ нм получили $b_4 = -110$ МГц. Однако здесь следует учесть то, что представления теории кристаллического поля оказываются полезными лишь в соединениях с преимущественно ионной связью между атомами. Но, как уже упоминалось выше, в халькогенидах свинца ионная составляющая в связях «свинец – халькоген» составляет всего около 20%. Здесь основной является ковалентная составляющая. В такой ситуации необходимо учитывать не только расстояние между ядрами гадолиния и ближайшего к нему халькогена, но и электронную структуру халькогена. В частности, у серы валентная оболочка имеет структуру $3s^23p^4$, в то время как у теллура $5s^25p^6$ [14]. В халькогенидах свинца в образовании химической связи с атомом металла участвуют два валентных *p*-электрона халькогена. Если это 5p-электроны теллура, то они могут обеспечить большее перекрывание с 4f-электронами Gd³⁺ даже при межатомных расстояниях, характерных кристаллу РbTe.

Величины параметров спинового гамильтониана, определенные для образцов $Pb_{1,x}Ag_xS:Gd^{3+}$ ($x = 4,0\cdot10^{-3}$) и $Pb_{1,x}Cu_xS:Gd^{3+}$ ($x = 4,4\cdot10^{-3}$) в трех температурных точках (4,2K; 77K; 300K), представлены в табл. 2. Из нее следует, что в температурном диапазоне 4,2 K $\leq T \leq 300$ K в указанных образцах наиболее заметные изменения в меньшую сторону претерпевает параметр b_4 , что может быть объяснено температурным расширением решетки кристалла-матрицы, обусловленным ангармонизмом тепловых колебаний ее атомов [15]. По-видимому, по этой же причине уменьшаются с температурой и величины *g*-фактора зондовых центров Gd³⁺.

Таблица 2

<i>T</i> (K)	$Pb_{0,9956}Cu_{0,0044}S:Gd^{3+}$			$Pb_{0,996}Ag_{0,004}S:Gd^{3+}$			
	g	<i>b</i> ₄ (МГц)	<i>b</i> ₆ (МГц)	g	<i>b</i> ₄ (МГц)	<i>b</i> ₆ (МГц)	
4,2	1,9928	-59,18	0,13	1,9934	-59,24	0,12	
	$\pm 0,0002$	$\pm 0,10$	$\pm 0,10$	$\pm 0,0002$	$\pm 0,05$	$\pm 0,05$	
77	1,9924	-58,31	0,09	1,9925	-58,8	0,1	
	$\pm 0,0003$	±0,15	±0,15	$\pm 0,0003$	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	
300	1,9922	-53,7	0	1,9918	-54,1	0	
	$\pm 0,0005$	±0,2	~ 0	$\pm 0,0005$	$\pm 0,2$	~ 0	

Температурные зависимости параметров спинового гамильтониана центров Gd^{3+} в образнах Pb₁ «Cu.S:Gd³⁺ ($x = 4.4 \cdot 10^{-3}$) и Pb₁ «Ag.S:Gd³⁺ ($x = 4.0 \cdot 10^{-3}$)

Анализ изменений в очертаниях спектров ЭПР центров Gd³⁺, наблюдавшихся в кристаллах Pb_{1,x}Cu_xS:Gd³⁺ и Pb_{1,x}Ag_xS:Gd³⁺ с ростом концентраций легирующих примесей (меди и серебра), показал, что в диапазонах 0 < x < 0.06 (для меди) и 0 < x < 0.07 (для серебра) образцы остаются монокристалличными. В пределах указанных диапазонов рост величины $\delta H_1/\delta H_4$ (где δH_1 – ширина слабополевой крайней линии спектра ЭПР, линии № 1, а δH_4 – ширина центральной линии, линии №4) с увеличением содержания легирующих примесей демонстрировал усиливающиеся искажения координационного многогранника зондового иона Gd³⁺. При дальнейшем увеличении концентрации примесей меди и серебра в спектрах ЭПР образцов Pb_{1-x}Cu_xS:Gd³⁺ и Pb_{1-x}Ag_xS:Gd³⁺ обнаруживаются дополнительные уширенные линии, принадлежащие центрам Gd³⁺, локализовавшимся в объемах микроскопических кристаллитов. Анализ спектров показывает, что кристаллографические оси этих кристаллитов ориентированы под различными углами по отношению к осям базового кристалла. Хотя на дифрактограммах таких образцов дополнительных рефлексов, которые могли бы свидетельствовать о наличии включений инородной фазы, не было обнаружено, образование зародышей инородной фазы в образцах с повышенным содержанием легирующих примесей можно считать установленным фактом, поскольку только так можно объяснить наличие «лишних» уширенных линий в их спектрах ЭПР. Следовательно, границы растворимости примесей меди и серебра в PbS соответствуют величинам $x \approx 0.06$ (для меди) и $x \approx 0.07$ (для серебра).

В некоторых из исследованных кристаллов серии Pb_{1-x}Ag_xS:Gd³⁺, кроме семи линий спектра ЭПР иона Gd³⁺, наблюдалась одиночна линия ЭПР шириной ~0,6 ÷ 1,0 мТл и с *g*-фактором 2,0028±0,0003 (рис. 4). Ширина и относительная интенсивность этой линии (по отношению к центральной линии иона Gd³⁺) с повышением температуры возрастали. Было установлено, что в кристаллах Pb_{0,9985}Ag_{0,0015}S_{1+y}:Gd³⁺, при приготовлении которых в шихту добавлялось избыточное количество серы ($y \approx 0,002$), эта линия не наблюдается. Если же шихту для выращивания кристаллов готовили с соблюдением требований стехиометричности ($y \approx 0$), в выращенном из такой шихты кристалле обнаруживалась указанная одиночная линия. Она появлялась и в кристаллах Pb_{0,9985}Ag_{0,0015}S_{1+y}:Gd³⁺ с (0 < y < 0,002), которые были выращены без примеси гадолиния, но, по-прежнему, содержали примесь серебра. Для примера, на рис. 4 показаны три спектра кристаллов Pb_{0,9985}Ag_{0,0015}S_{1+y}:Gd³⁺.



Рис. 4. Спектры ЭПР кристаллов Pb_{0,9985}Ag_{0,0015}S_{1+y}:Gd³⁺, выращенных при наличии в шихте избыточной серы или без избытка серы (спектр № 1 – *y* = 0,002; спектр № 2 – *y* = 0,001; спектр № 3 – *y* = 0; *T* = 77 К; *f*_{ЭПР} ≈ 9330 МГц)

Следует отметить, что в кристаллах серии $Pb_{1-x}Cu_xS:Gd^{3+}$ линия подобного типа была обнаружена лишь в образцах с недостатком серы, $Pb_{1-x}Cu_xS_{1-y}:Gd^{3+}$.

Обсуждение результатов экспериментов и выводы

Полученные в данной работе экспериментальные факты говорят о том, что примеси меди и серебра могут существенным образом влиять на электротранспортные свойства и структуру термоэлектрического кристалла PbS. Выступая в качестве акцепторных примесей и представляя собой заряженные дефекты, они способны менять как концентрацию

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

основных носителей заряда, так и их подвижности. Это влияние особенно ярко проявляется в кристалле PbS, который при обычных условиях синтеза оказывается с преимущественно электронным типом проводимости (благодаря наличию в его объеме вакансий серы). В таком случае свободные носители заряда (дырки), возникающие в результате легирования PbS серебром или медью, рекомбинируя со свободными электронами, могут привести к резкому уменьшению концентрации последних или даже (в случае примеси серебра) к инверсии типа проводимости.

Показано (на рис. 4), что медь и серебро в результате легирования замещают катион базового кристалла (свинец). Обладая меньшими атомными размерами (по сравнению со свинцом), они способны вызывать резко неоднородную деформацию решетки базового кристалла – атомы серы, оказавшиеся соседями примесного катиона, смещаются из своих начальных положений в сторону последнего, приводя к эффекту локального сжатия кристаллической решетки. Но при этом в областях, относительно далеких от примеси, межатомные расстояния увеличиваются (эффект локального растяжения). Именно этот эффект и проявляется в уменьшении величины параметра b_4 зондовых центров Gd³⁺ при возрастании концентрации легирующей примеси. Его наличие указывает также на то, что атомы легирующей примеси в основном локализуются на достаточном удалении от зондового иона Gd³⁺. Тем не менее, растяжение связей «гадолиний – сера» в случае легирования медью оказывается порядка 3.10⁻⁴ нм. Поскольку у серебра атомный радиус ближе к радиусу базового катиона решетки, изменения b_4 в ряду образцов $Pb_{1-x}Ag_xS:Gd^3$ оказались незначительными, что свидетельствует о значительно меньших искажениях решетки базового кристалла. Но последнее объясняется, по-видимому, не только близостью атомных радиусов серебра и свинца, но и способностью примесного серебра (как заряженного дефекта) вызывать достаточно сильную поляризацию решетки PbS. Учитывая подобный эффект, можно объяснить появление в спектрах ЭПР дополнительной линии с $g \sim 2$ 2,0028. Можно предполагать, что благодаря локальной поляризации соседних с примесью атомов решетки может оказаться энергетически выгодным образование в ближайшей сфере окружения этого примесного дефекта сложного ассоциативного дефекта, состоящего из нескольких вакансий серы и свинца и представляющего собой пустоту наноскопического размера. Такие пустоты оказываются ловушками для электронов проводимости, которые и приводят к появлению дополнительной линии ЭПР. Однако избыток атомов серы в шихте меняет ситуацию. Образование пор оказывается уже энергетически не выгодным. В результате дополнительная линия в спектре ЭПР такого образца присутствовать не будет. Конечно, возможны и другие причины появления рассматриваемой линии в спектрах ЭПР, но высказанная выше интерпретация фактов кажется наиболее вероятной.

Важными результатами данной работы также являются установление зависимости *g*-фактора зондового центра Gd³⁺ от концентрации и типа основных носителей заряда и определение пределов растворимости примесей серебра и меди в кристалле PbS. Найдено, что величина *g*=1,9935 соответствует образцам Pb_{1-x}Cu_xS:Gd³⁺ и Pb_{1-x}Ag_xS:Gd³⁺ с полной взаимной компенсацией свободных электронов и дырок. Если *g*>1,9935, то в исследуемом образце реализован электронный тип проводимости, при *g*<1,9935 – дырочный тип. Установлено, что границы растворимости примесей меди и серебра в PbS соответствуют величинам *x*≈0,06 (для меди) и *x* ≈ 0,07(для серебра).

Литература

1. Jensen K.M.O., Bozin E.S., Malliakas C.D., Stone M.B., Lumsden M.D., Kanatzidis M.G., Shapiro S.M., Billinge S.J.L. Lattice dynamics reveals a local symmetry breaking in the emergent dipole phase of PbTe // Phys. Rev. B. 2012. V. 86. P. 085313.

2. Skelton J.M., Parker S.C., Togo A., Tanaka I., Walsh A.. Thermal physics of the lead chalcogenides PbS, PbSe, and PbTe from first principles // Phys. Rev. B. 2014. V. 89. P. 205203-9.

© А.М. Синицин, Р.Р. Зайнуллин, В.А. Уланов

3. Beneti G, Casati G, Saito K., Whithey R.S. Fundamental aspects of steady-state conversion of heat to work at the nanoscale // Physics Reports. 2017. V.694. P.1-124.

4. Шостаковский П. Термоэлектрические источники альтернативного электропитания // Компоненты и технологии. 2010. № 126. С. 131–138.

5. Wang Heng, Schechtel E., Pei Y., Snyder G.J. High thermoelectric efficiency of n-type PbS // Adv. Energy Mater. 2013. V. 3. P. 488–495.

6. Pei Yan-Ling, Liu Yong. Electrical and thermal transport properties of Pb-based chalcogenides: PbTe, PbSe, and PbS // Journal of Alloys and Compounds. 2013. V. 514. P. 40–44.

7. Sirigu G, Camellini A., Zhao H., Jin L., Rosei F., Vomiero A., Zavelani-Rossi M.. Dual emission and optical gain in PbS/CdS nanocrystals: role of shell volume and core-shell interface // Phys. Rev. B. 2017. V. 96. P. 155303-1-9..

8. Голенищев-Кутузов В.А., Синицин А.М., Зайнуллин Р.Р., Уланов В.А. Резко неоднородное распределение гадолиния в кристаллах Pb_{1-x}Gd_xTe при *x* >0,005 // Известия PAH: Серия физическая. 2014. Т. 78, № 8. С. 950–952.

9. Bartkowski M., Northcott D.J., Park J.M., Reddoch A.H., Hedgcock F.T. Electron paramagnetic resonance of Gd³⁺ in PbTe //Solid State Commun. 1985. V. 56. P. 659–662.

10. Голенищев-Кутузов В.А., Синицин А.М., Лабутина Ю.В., Уланов В.А. Концентрационные зависимости термоэлектрических характеристик тердых растворов Pb(1-x)Ag(x)S и Pb(1-x)Cu(x)S // Тезисы симпозиума «Упорядочение в минералах и сплавах OMA-20». 2017. Сентябрь, 10–15. Ростов на Дону, Туапсе. С. 48–50.

11. Story T. Electron paramagnetic resonance Knight shift in semimagnetic (diluted magnetic) semiconductors // Phys. Rev. Letters. 1996. V. 77. P. 2802–2805.

12. Chu Junhao, Sher A. Physics and Properties of Narrow Gap Semiconductors. Springer Science: Business Media LLC, 2008. 605 p.

13. Ungar F., Cygorek M., V. Axt V.M.. Trend reversal in the magnetic-field dependence of exciton spin-transfer rates in diluted magnetic semiconductors due to non-Markovian dynamics // Phys. Rev. B. 2018. V. 97. P. 045210-1-15.

14. Chu Junhao, Sher A. Physics and Properties of Narrow Gap Semiconductors. Springer Science: Business Media LLC, 2008. 605 p.

15. Das D., Das S., Singha P., Malik K., Deb A.K., Bhattacharyya A., Kulbachinskii V.A., Basu R. Evolution of phonon anharmonicity in Se-doped Sb2Te3 thermoelectrics // Phys. Rev. B. 2017. V. 96. P. 064116-1-10.

Авторы публикации

Синицин Алексей Михайлович – ассистент кафедры «Промышленная электроника и светотехника» (ПЭС) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Зайнуллин Радик Рустэмович – канд. физ.-мат. наук, старший преподаватель кафедры «Промышленная электроника и светотехника» (ПЭС) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ); н.с. Физико-технического института им. Е.К. Завойского (КФТИ).

Уланов Владимир Андреевич – докт. физ.-мат. наук профессор кафедры «Промышленная электроника и светотехника» (ПЭС) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ); с.н.с. Физико-технического института им. Е.К. Завойского (КФТИ).

References

1. K.M.O. Jensen, E.S. Bozin, C.D. Malliakas, M.B. Stone, M.D. Lumsden, M.G. Kanatzidis, S.M. Shapiro, S.J.L. Billinge. Lattice dynamics reveals a local symmetry breaking in the emergent dipole phase of PbTe // Phys. Rev. B. 2012. V.86. P.085313.

2. J.M. Skelton, S.C. Parker, A. Togo, I. Tanaka, A. Walsh. Thermal physics of the lead chalcogenides PbS, PbSe, and PbTe from first principles // Phys. Rev. B. 2014. V.89. P.205203-9.

3. G. Beneti, G. Casati, K. Saito, R.S. Whithey. Fundamental aspects of steady-state conversion of heat to work at the nanoscale // Physics Reports. 2017. V.694. P.1-124.

4. P. Shostakovskii. Thermoelectric sources of alternative power supply // Komponenty I tekhnologii. 2010. No.126. P.131-138.

5. Heng Wang , E. Schechtel , Y. Pei , G.J. Snyder. High thermoelectric efficiency of n-type PbS // Adv. Energy Mater. 2013. V.3. P.488-495.

6. Yan-Ling Pei, Yong Liu. Electrical and thermal transport properties of Pb-based chalcogenides: PbTe, PbSe, and PbS // Journal of Alloys and Compounds. 2013. V.514. P.40-44.

7. G. Sirigu, A. Camellini, H. Zhao, L. Jin, F. Rosei, A. Vomiero, M. Zavelani-Rossi. Dual emission and optical gain in PbS/CdS nanocrystals: role of shell volume and core-shell interface // Phys. Rev. B. 2017. V.96. P. 155303-1-9.

8. V.A. Golenishchev-Kutuzov, A.M. Sinicin, R.R. Zainullin, V.A. Ulanov. Highly heterogeneous distributions of gadolinium impurities in $Pb_{1-x}Gd_xTe$ crystals when x > 0.005 // Izvestiya Rossiiskoi Akademii Nauk: Seriya Fizicheskaya. 2014. V.78. P.950–952.

9. Bartkowski M., Northcott D.J., Park J.M., Reddoch A.H., Hedgcock F.T. Electron paramagnetic resonance of Gd³⁺ in PbTe //Solid State Commun. 1985. V.56. P.659-662.

10. V.A. Golenishchev-Kutuzov, A.M. Sinicin, Yu.V. Labutina, V.A. Ulanov. Concentration dependencies of thermoelectric parameters of Pb(1-x)Ag(x)S and Pb(1-x)Cu(x)S solid solutions // Proceedings of the international meeting "Order, disorder and properties of oxides". Rostov-on-Don -Tuapse, Russia. 2017. 5-10 of September. V.1. P.48-50.

11. Story T. Electron paramagnetic resonance Knight shift in semimagnetic (diluted magnetic) semiconductors // Phys. Rev. Letters. 1996. V.77. P.2802-2805.

12. Chu Junhao, Sher A. Physics and Properties of Narrow Gap Semiconductors. Springer Science: Business Media LLC. 2008. 605 p.

13. F. Ungar, M. Cygorek, V. M. Axt. Trend reversal in the magnetic-field dependence of exciton spin-transfer rates in diluted magnetic semiconductors due to non-Markovian dynamics // Phys. Rev. B. 2018. V.97. P.045210-1-15.

14. Chu Junhao, Sher A. Physics and Properties of Narrow Gap Semiconductors. Springer Science: Business Media LLC. 2008. 605 p.

15. D. Das, S. Das, P. Singha, K. Malik, A. K. Deb, A. Bhattacharyya, V. A. Kulbachinskii, R. Basu. Evolution of phonon anharmonicity in Se-doped Sb2Te3 thermoelectrics // Phys. Rev. B. 2017. V.96. P.064116-1-10.

Authors of the publication

Alexey M. Sinicin – assistant, Industrial electronics and light engineering department of Kazan State Power engineering University.

Radik R. Zainullin – candidat of physical-mathematical sciences, senior lecturer, Industrial electronics and light engineering department of Kazan State Power engineering University.

Vladimir A. Ulanov – associate professor, doctor of physical-mathematical sciences, Industrial electronics and light engineering department of Kazan State Power engineering University.

Поступила в редакцию

11 апреля 2018 г.

УДК 532.511+532.542.4

ОБОБЩЕННАЯ ФОРМУЛА ДЛЯ СКОРОСТИ ТУРБУЛЕНТНЫХ И ЛАМИНАРНЫХ ТЕЧЕНИЙ В ТРУБАХ

Л.Э. Меламед¹, Г.А. Филиппов²

¹Закрытое акционерное общество «Интеллект», г. Москва, Россия ²Отделение энергетики, машиностроения, механики и процессов управления Российской академии наук, г. Москва, Россия lev.melamed@yandex.ru

Резюме: На основе решения предложенного ранее уравнения движения (в концепции «вихревой засыпки») получена обобщенная формула для профиля скорости турбулентного и ламинарного течения в трубах. Формула имеет двучленный степенной вид. Полученное решение позволяет рассматривать скорость турбулентного ядра потока, или, точнее, осредненную по времени величину осевой компоненты этой скорости, как сумму трех слагаемых – несущего, параболического и степенного непараболического. Показано, что профиль турбулентной скорости основной части потока описывается именно параболическим слагаемым. Предложено преобразование уравнения движения, в решениях которого как ламинарный, так и турбулентные профили скоростей (в основной части потока) являются прямыми (или очень близкими к ним) линиями. Отмечены некоторые особенности турбулентного течения, сходственные с течениями в зернистом слое.

Ключевые слова: турбулентность, трубы, уравнение движения, внутреннее сопротивление, профиль скоростей, степенная формула.

Благодарности: Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (РФФИ, проект № 18-08-00051а).

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-136-146

THE SUMMARIZED FORMULA FOR VELOCITY OF TURBULENT AND LAMINAR FLOWS IN PIPES

L.E. Melamed¹, G.A. Filippov²

¹Closed joint-stock company "Intelligence", 117246 Moscow, Russian Federation ² Department of power, mechanical engineering, mechanics and control processes of Russian Academy of Sciences, 119991 Moscow, Russian Federation lev.melamed@yandex.ru

Abstract: On the basis of the solution of the equation of the movement (in conception of «vortex backfill") offered earlier, the generalized formula for a profile of speed of a turbulent and laminar current in pipes is received. The formula has binomial power shape. The received solution allows to consider speed of a turbulent kernel of a stream, or, more precisely, averaged on time value of axial component of this speed, as the sum of three items - carrying, parabolic and power but not parabolic. It is shown that the profile of turbulent speed of the basic part of a stream is described by the parabolic component. Transformation of the equation of movement in

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

which solutions both laminar, and turbulent profiles of speeds (in the basic part of a stream) are direct lines (or very close to them) is offered. Some features of turbulent flow, similar to currents in a granular layer are noted.

Keywords: turbulence, pipes, an equation of motion, interior resistance, a profile of velocities, the power formula.

Acknowledgments: This work is fulfilled with financial support of the Russian fund of basic researches (RFFI, the project № 18-08-00051a).

Введение

Гидродинамика турбулентных течений и течений в трубах имеет как теоретическое, так и большое практическое значение, т.к. этот процесс является, возможно, самым распространенным физическим процессом как в технике вообще, так и в энергетике в частности. Экспериментальное изучение турбулентного течения в трубах, которое имеет достаточно долгую историю, восходящую к работе Никурадзе 1932 года (Геттингенский университет), подверглось в недавнее время очень тщательной перепроверке на специально созданной экспериментальной установке в Принстонском университете [1; 2]. Одновременно ведется и теоретический анализ процесса, связанный с выбором наиболее практически адекватной (теоретически обоснованной И пригодной) формы аппроксимации получаемых экспериментальных данных [3-6]. Обсуждение этой темы велось ранее крупнейшими учеными (Т. фон Карман, Л. Прандтль, Л.Д. Ландау) и ведется сейчас (Г.И. Баренблатт, И.И. Вигдорович и др.) и носит иногда остро-дискуссионный характер. Рассматриваются два закона изменения средней скорости по радиусу канала (точнее – в ядре потока, вне ламинарного подслоя и промежуточного слоя) – логарифмический (универсальный, не зависящий от числа Re) и степенной (неуниверсальный). Авторы в работе [4] утверждают, что «универсальный логарифмический закон не соответствует экспериментальным данным». Автор работы [5] в своем ответе заявляет, что степенная формула из работы [4] справедлива лишь в небольшой части профиля потока. Дискуссия ведется не только в отечественной, но и в мировой литературе (см., например, [3]). Дело в том, что, как отмечается в работе [6], «при внешней простоте постановки, а может быть, и благодаря ей, эта задача позволяет выявить новые свойства явления турбулентности, остающегося сейчас во многом загадкой». Обсуждение носит физико-теоретический характер, поскольку получить аналитическое (пусть и приближенное) решение уравнения Навье-Стокса для турбулентного движения не представляется возможным. Поскольку получение такого решения означало бы продвижение в изучении вопроса и расширило бы наше понимание сути процесса, а также дало бы аргументы в пользу одной из точек зрения в этой дискуссии, были предприняты попытки модернизации уравнения Навье-Стокса. Эта модернизация представляет собой введение в уравнение одного или нескольких дополнительных членов, отвечающих за внутреннее распределенное сопротивление. Наиболее близкой по тематике к данному методу является работа [7]. В этом исследовании в правую часть уравнения Навье-Стокса добавлена сила сопротивления в виде бесконечного степенного ряда по скоростям с коэффициентами, определяемыми по экспериментальным данным. В отличие от этой работы в данной статье используется модернизация уравнения турбулентного движения в трубе, предложенная в статье [8] и основанная на других физических предпосылках, а именно: на представлении о турбулентности как течении через «вихревую засыпку». Она включает только один член и не содержит эмпирических параметров, а численное решение полученного уравнения близко соответствует экспериментальным данным. В качестве эталонных данных выбрана формула Рейхардта [9]. Данная работа позволит прояснить суть физического механизма формирования профиля скорости турбулентного движения в трубах.

Методы

Турбулентное течение можно представить себе как течение между жидкими, движущимися и вращающимися вихрями переменных размеров. Поступательно вихри двигаются с чуть меньшей скоростью, чем свободный поток, и обтекаются им. Это и создает сопротивление для потока. Таким образом, расчетная модель основана на рассмотрении внутреннего распределенного сопротивления как сопротивления, создаваемого турбулентной «вихревой засыпкой». Иными словами, турбулентное течение можно рассматривать как ламинарное с внутренним распределенным сопротивлением.

Термин «вихревая засыпка» связан с задачами о течениях через засыпки из твердых частиц. Такие задачи возникают в атомной энергетике, химической и других отраслях промышленности. В них течения рассматриваются как преодолевающие внутренние объемные сопротивления. Априорного теоретического способа определения таких сопротивлений в настоящее время не существует. Рассмотрим, как можно учесть такое сопротивление в круглой трубе.

Уравнение ламинарного течения в круглой цилиндрической трубе при наличии распределенного сопротивления *F* имеет вид

$$\frac{1}{r}\frac{d}{dr}(\mu r\frac{dw}{dr}) = P - F \quad \text{или} \quad \frac{1}{x}(xy')' = G(1 - \frac{F}{P}). \tag{1}$$

Здесь w – скорость, m/sec; yw/w_a – относительная скорость; w_a – средняя скорость потока, m/sec; r – радиус, m; x=r/R – относительный радиус; R – радиус канала, m; μ – динамическая вязкость, Pa·sec; $P = \partial p / \partial z$ – градиент давления, Pa/m; p – давление, Pa; z – направление по оси потока, m; F – градиент давления от распределенного сопротивления, Pa/m, $G = PR^2 / \mu w_a$.

Покажем, что существует функция $F / P = \gamma(x, y)$, при которой это уравнение определяет профиль осредненной скорости турбулентного стационарного потока. Рассмотрим величину P как полное сопротивление турбулентного потока и величину F – как сопротивление «вихревой засыпки». В общем виде они соответственно равны:

$$P = \frac{\xi}{2R} \rho \frac{w_a^2}{2} \quad \text{i} \qquad F = \frac{\xi_s}{d_s} \rho \frac{w_a^2}{2} \quad , \tag{2}$$

где ρ – плотность, kg/m³; d_s – характерный диаметр зерна «засыпки», т. Оценим отношение $\gamma = F / P$, входящее в уравнение (1). Коэффициент турбулентного сопротивления потока ξ в его зависимости от числа Re = $2Rw_a\rho/\mu$ известен.

Коэффициент сопротивления засыпки ξ_s , рассматриваемый в технических приложениях, зависит от пористости засыпки и диаметра ее «зерна». Для определения параметров, влияющих на величину γ , была проведена серия вариантных расчетов, в которых менялись число Re и гипотетически возможные параметры «вихревой засыпки». Расчеты показали, что по порядку величин градиенты давления P и F близки друг другу. Было найдено, что значение величины γ хорошо описывается формулой $\gamma = (y / y_c)^2$, где y – искомая скорость, а $y_c = y(0)(1 - x^2/2)^{0.5}$ – универсальный (не зависящий от Re) профиль, с большой точностью описывающий скорость турбулентного потока в его центральной части. В такой форме величина γ (доля общих потерь, приходящаяся на засыпку) меняется по радиусу и зависит только от формы профиля скорости, а не от ее амплитуды.

Уравнение (1) преобразуем следующим образом. Заменим отношение *F/P* выражением $(y/y_c)^2$. Введем коэффициент $\theta = \theta(x)$ – характеристическую функцию, значение которой определяется зоной течения. Коэффициент θ полагаем равным единице

в турбулентном ядре и нулю в вязком подслое, около стенки. В переходной зоне величину θ, в первом приближении, можно принять равным 0,5. Положение точек перемены значений θ зависит, таким образом, только от числа Re.

В результате получим уравнение движения:

$$\frac{1}{x}(xy')' = G(1 - \theta_i(x) \frac{y^2}{y^2(0)(1 - \frac{x^2}{2})}) \quad 0 \le x \le x_i, \quad i = 1, 2, 3,$$
(3)

Эквивалентом уравнения неразрывности в нашем случае является баланс объемного расхода:

$$2\pi \int_{0}^{R} w(r) r dr = w_{a} \pi R^{2} = Q \quad \text{или} \quad 2\int_{0}^{1} y x dx = 1.$$
(4)

Эти соотношения определяют полный расход Q через все сечение, и при известном расходе – среднюю скорость w_a .

При рассмотрении отдельных зон течения соотношение для расхода приобретет вид

$$2\int_{0}^{x_{i}} yxdx = 2\int_{0}^{x_{i}} \varphi xdx = Q_{i} , \ i = 1, 2, 3 ,$$
 (5)

где Q_i – относительный расход, а $\varphi(x)$ – принятое эталонное распределение скоростей. В нашем случае это распределение по формуле Рейхардта, приведенной к виду $\varphi(x) = w / w_a$. Положение точек x_i , разделяющих подобласти, определяется трехслойной схемой Кармана. Может быть выбрана и двухслойная схема. Постановка задачи приобретает теперь окончательный вид и содержит уравнение движения (3), уравнение неразрывности (4) или (5) и граничные условия: на левой границе (при x=0) $y'_i(0) = 0$, на правой границе (при $x=x_k$) $y=y_k$.

Ввиду отсутствия точного аналитического решения верификация данного нелинейного уравнения производилась численно [8] и показала хорошее совпадение с экспериментальными данными. Кроме того, в работе [10] на основе вышеприведенного уравнения, с применением метода локальных флуктуаций [11], было проведено прямое компьютерное моделирование турбулентного потока. Была сформирована система флуктуаций вязкости, имитировавшая набор вихрей или вихревых трубок в круглой трубе. Расчет турбулентного (по числу Re) потока с такой системой, проведенный в *Comsol Multiphysics* по программе ламинарного течения, дал хорошее совпадение с экспериментальными данными. Это послужило дополнительным доводом в пользу концепции «вихревой засыпки». Однако полезность аналитического уравнения существенно возрастет, если на его основе будет получено аналитическое же, пусть и приближенное, решение, позволяющее сделать те или иные нетривиальные выводы.

Найдем приближенное аналитическое решение уравнения (3) для турбулентного ядра, которое, как известно, при больших числах Re занимает почти все поле течения. Граничную точку ядра (x_k , y_k) определяем в соответствии с трехслойной схемой Кармана. Кроме вышеназванных, введем еще одно условие, а именно – условие в особой точке. Как отмечено в работе [1], по результатам экспериментов, так и по обобщающим более ранние эксперименты выражениям [9] видно, что на графиках наборов кривых y=f(x, Re), определяющих скорость существует точка (x_*, y_*), в которой все эти кривые (для всех Re) пересекаются, и при этом $y_*=1$. Эту особую точку, не зависящую от числа Re, естественно использовать в качестве ещё одного условия задачи:

$$y(x_*) = y_*. \tag{6}$$

Введение еще одного условия позволит определить дополнительный параметр решения.

Получим приближенное аналитическое решение, используя метод последовательных приближений. Как известно, успех этого метода зависит от хорошего выбора начального

(нулевого) приближения. Это исходное приближение зададим в виде введенного выше выражения для y_c , добавив в подкоренное выражение множитель $(1-c-x^n)$:

$$y = y(0)\sqrt{(1 - x^2/2)(1 - c - x^n)} .$$
⁽⁷⁾

Интегрирование уравнения (3) с первыми двумя граничными условиями (при θ=1) приводит к решению (первому приближению):

$$y = y_k - G[m(x_k^2 - x^2) + (x_k^p - x^p) / p^2]$$
(8)

Здесь m=c/4, p=n+2. Условия (5) и (6) позволяют найти неизвестные параметры m и p, т.е. полностью определить параметры скорости (8).

Стоит отметить, что между начальным приближением (7) и первым приближением (8) есть принципиальная разница, и сравнивать их нельзя. Если начальное приближение может быть выбрано произвольно, то первое приближение есть уже результат решения уравнения с его условиями, и поэтому оно обладает, как будет показано далее, определенными прогностическими свойствами. Для наших целей дальнейших приближений не требуется.

Приведем дополнительные подробности вычислений. После подстановки решения (8) в (5) условие баланса расхода становится таким:

$$\frac{y_k}{x_k^2} - G\left[\frac{m}{2} + \frac{x_k^{p+2}}{p(p+2)}\right] - \frac{Q_k}{x_k^4} = 0.$$

Условие прохождения через особую точку (6) дает

$$y_* - y_k - G[m(x_*^2 - x_k^2) + (x_*^p - x_k^p) / p^2] = 0$$

Решение системы этих двух уравнений определяет параметры *m* и *p*. Входящие в эти уравнения величины определяем следующим образом. Для используемой нами трехслойной схемы Кармана точка «конца» турбулентного ядра имеет координаты $x_k = 1 - \frac{60}{\text{Re}} \sqrt{\frac{\xi}{8}}$, $y_k = 13,5 \sqrt{\frac{\xi}{8}}$. Коэффициент сопротивления принят равным $\xi = (1,821 \text{gRe}-1,64)^2$ (известная формула Г.К. Филоненко). Особая точка по Рейхардту

имеет координаты $x_*\approx 0.80$, $y_*=1$. Кроме того, используем тождество $G = -\xi \operatorname{Re}/8$, следующее из определения коэффициента сопротивления ξ и учитывающее знак градиента давления P.

Результаты

Проведем сначала численный анализ полученного решения. На рис. 1 показаны профили скоростей турбулентного течения при значениях чисел $\text{Re}=1\cdot10^4$; $1\cdot10^5$; $1\cdot10^6$. Сплошные (эталонные) линии соответствуют формуле Рейхардта, пунктирные – решению (8). При $\text{Re}=1\cdot10^4$ и $\text{Re}=1\cdot10^5$ эти линии практически совпадают; при $\text{Re}=1\cdot10^6$ (и ещё бо́льших значениях Re) они различаются примерно на 2% (кроме зоны вблизи стенки). Таким образом, полученное решение вполне удовлетворительно совпадает с экспериментальными данными для ядра потока.

Для дальнейшего анализа решение (8) удобно представить в виде

$$y = y_{k} + a(x_{k}^{2} - x^{2}) + b(x_{k}^{p} - x^{p}), \qquad (9)$$

где a = -Gm, $b = -G/p^2$. Вычисленные нами для диапазона $4 \cdot 10^4 \le \text{Re} \le 4 \cdot 10^7$ и представленные на рис. 2 параметры *a*, *b* и *p* аппроксимируются выражениями: $a = 0,0175 \log^2 \text{Re} - 0,2712 \log \text{Re} + 1,285$, $b = 0,084 \log \text{Re} - 0,0865$, $p = 0,3727 e^{0.85 \log \text{Re}}$ и могут быть использованы для вычисления выражения (9).



Рис. 1. Расчетные (пунктирные) и эталонные (сплошные профили скоростей турбулентного ядра потока в трубе при различных числах Re (*x* – относительный радиус; *y* – относительная скорость)



Рис. 2. Зависимость величин a, b, p (слева направо) от lgRe

Рассмотрим теперь (рис. 3) качественные характеристики решения, а именно: из каких компонентов складывается модуль скорости и как они меняются в зависимости от числа Re. Эти компоненты таковы: y_k – «несущая» скорость турбулентного ядра; $y_1 = a(x_k^2 - x^2)$ – параболическая составляющая скорости, которая, как будет показано далее, создает профиль потока; $y_2 = b(x_k^p - x^p)$ – степенная непараболическая составляющая скорости, которая, как будет показано далее, создает профиль потока; $y_2 = b(x_k^p - x^p)$ – степенная непараболическая составляющая скорости, которая оказывает очень малое влияние на профиль потока всюду, за исключением пристеночной области. На рис. 3 представлены эти компоненты для двух чисел Re: для Re=1·10⁴ (рис. 3,*a*) и Re=4·10⁷ (рис. 3,*b*).



Рис. 3. Компоненты скоростей при Re= $1 \cdot 10^4$ (*a*) и Re= $4 \cdot 10^7$ (*b*): y_{κ} – несущая скорость; y_1 – параболическая компонента скорости; y_2 – степенная (непараболическая) компонента скорости

Несмотря на различие чисел Re более чем на три порядка, характер компонент сохраняется неизменным. Величина y_k постоянна по радиусу и зависит только от числа Re; величина y_1 – парабола с параметрами, зависящими от Re; величина y_2 почти постоянна по радиусу (для каждого Re) и уменьшается только вблизи края зоны ядра или стенки. Как следует из рис. 2, коэффициент *a* в рассматриваемом диапазоне чисел Re уменьшается от 0,45 до 0,2, коэффициент *b* увеличивается от 0,25 до 0,55. Более всего меняется показатель степени *p* – от 11 до 240. При таких больших показателях *p* значение x^p близко к нулю почти всюду, что и приводит к почти полному постоянству y_2 по радиусу.

Рост параметра *b* и координаты x_{κ} приводит к тому, что компонента y_2 возрастает почти в шесть раз. Но самое интересное происходит с составляющей y_1 . Она уменьшается, но менее чем в два раза, и ее вклад остается существенным при самых больших числах Рейнольдса. Именно она, и только она формирует профиль скорости в его бо́льшей части при любом значении числа Re, делая его параболическим. Таким образом, полученная формула для решения и ее анализ позволяют оценить соотношение компонент, формирующих профиль турбулентной скорости.

Стоит отметить, что выражение (8) с условиями (5) и (6) включает в себя в качестве частного случая точное решение для ламинарного течения. Действительно, тогда $x_{\kappa}=1$, $y_{\kappa}=0$ (условия на стенке), $Q_{\kappa}=1$ (полный расход), $y_{*}=1$, $x_{*}=1/\sqrt{2}$ (особая точка в данном случае). Подставив эти величины в условия (5) и (6), получим систему, решением которой

является набор m=0, p=2. Подставив эти значения в (8), получим $y = -\frac{G}{4}(1-x^2)$.

Поскольку для ламинарного потока $\xi = \frac{64}{\text{Re}}$, получим окончательно $y = 2(1 - x^2)$, т.е. профиль ламинарного потока. Именно поэтому формулу (4) можно назвать обобщающей для турбулентного и ламинарного режимов течения.

Чтобы сделать приведенные результаты максимально наглядными, сделаем в уравнении (8) и условии (5) замену переменной $t = \frac{x^2}{2}$, что приведет их к предельно простому виду:

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

$$(ty')' = \frac{G}{2}(1 - \theta \frac{y^2}{y(0)(1-t)}), \quad 0 \le t \le t_k = \frac{x_k^2}{2}$$
 10)

$$2\int_{0}^{t_{k}} y(t)dt = Q_{k}$$
(11)

Опуская промежуточные выкладки, выпишем решение задачи в этой форме

$$y = y_k + 2a(t_k - t) + 2^{p/2}b(t_k^{p/2} - t^{p/2}).$$
(12)

На рис. 4 в новых координатах (t,y) по формуле (12) показаны те же профили скоростей, что и на рис. 1, т.е. скорости для Re=1·10⁴, 1·10⁵, 1·10⁶. Тут же приведен профиль ламинарной скорости y=4(0,5-t) (решение задачи (10),(11) при $\theta=0$, представляющее собой прямую линию по диагонали рисунка).



Рис. 4. Профили турбулентных скоростей, соответствующих рис.1 и вычисленных по формуле (12), и профиль ламинарной скорости, в относительных координатах (*t*,*y*)

Невооруженным глазом видна близкородственная связь (практически – одинаковость) профилей ламинарной скорости и скорости на большей части турбулентного ядра (все они – прямые линии в данных координатах). Производная функции (12), имеющая вид $y' = -r + st^{p/2-1}$, из-за больших значений p начинает отклоняться от константы только вблизи конца турбулентного ядра. Кроме того, в этом представлении четко видна «особость» особой точки, лежащей на середине диапазона абсцисс, на середине диапазона ординат и на середине длины прямой – профиля ламинарной скорости.

Обсуждение

Необходимо отметить, что в экспериментах Загаролы и др. [1; 2] особая точка $(y=y_*=1)$ соответствует абсциссе x*=0,75, а не 0,80, как по Рейхардту. Это расхождение (в 5-6%) отражается и на ординатах кривых – в пределах 2-3%. Кроме того, в этих экспериментах были обнаружены загибы кривых (расщепление по числу Re), которые раньше наблюдались. Такие различия между тщательно проведенными не экспериментами свидетельствуют, возможно, 0 принципиально неполной воспроизводимости данных процессов. Полобное свойство обнаружено

© Л.Э. Меламед, Г.А. Филиппов

М.А. Гольдштиком у течений в зернистом слое [12]. Поскольку турбулентное течение можно трактовать как течение через подвижную «вихревую засыпку» переменной структуры [8; 10], а также, учитывая относительную медленность и крупномасштабность вихреобразования, есть основания полагать, что существует определенная физическая схожесть данных процессов. Эта схожесть приводит к существованию «разрешенной процессом точности» [12], превышать которую в описаниях этих процессов не имеет смысла. Стоит отметить также, что полный (по всему сечению) относительный расход для эталонного распределения Рейхардта, считающегося очень точным, равен примерно 1,02–1,03 (для разных Re), т.е. отличается на 2–3% от абсолютно верной теоретической единицы. Таким образом, создается впечатление, что разрешенная процессом точность составляет приблизительно ± 2 –3%. Сравнение турбулентного потока с течением в зернистом слое, начатое в работах [8; 10], рассматривается в этом аспекте, насколько известно авторам, впервые, поэтому его обсуждение в научной литературе было бы чрезвычайно полезным.

Заключение

В работе на основе модифицированного дифференциального уравнения движения получено приближенное аналитическое решение задачи о профиле скорости турбулентного течения в трубах. Это решение пригодно как для турбулентного, так и для ламинарного режимов. Показано, что, несмотря на принципиальное физическое различие ламинарных и турбулентных течений, их математическое описание (в том, что касается профиля средних скоростей) имеет черты существенного сходства. Это сходство имеет, в свою очередь, определенную физическую основу, связанную с наличием молекулярной вязкости. С помощью нового преобразования координат это сходство наглядно продемонстрировано - показан переход ламинарного профиля в турбулентный с сохранением характера его профиля в основной части потока. Впервые именно на основе аналитического решения уравнения движения показано, что профиль турбулентного течения в трубах является степенным, а на большей его части – конкретно параболическим. То, что это сделано на основе уравнения Навье-Стокса и уравнения неразрывности, особенно важно, поскольку в этом направлении «почти ничего не было получено» [4] многие годы. Показано, что «родной» формой описания профиля скорости является степенная. Отклонение от параболичности в рассматриваемой (основной) части поперечного сечения крайне мало и вполне укладывается в рамки рассмотренной выше разрешенной процессом точности. Из параболичности профиля следует, что влияние молекулярной вязкости в турбулентном ядре потока сохраняется (при любых числах Re), т.е что гипотеза фон Кармана, гласящая, что «вне близкой окрестности стенки распределение скорости не зависит от вязкости» [4], неверна. Это согласуется с выводами работы [4].

Суммируя все вышеизложенное, следует отметить, что данная работа доказывает параболичность профиля скорости центральной части турбулентного потока в трубах на основе уравнения Навье-Стокса и поднимает вопрос о неполной воспроизводимости и разрешенной точности рассмотрения турбулентного течения в трубах. Кроме того, впервые вводится в рассмотрение преобразование координат, предельно упрощающее уравнение Навье-Стокса и его решение для круглых цилиндрических течений. Полученные результаты позволяют просто и точно рассчитывать профиль скорости турбулентного потока в трубах в его центральной части и, в особенности, величину его осевой скорости.

Литература

1. Zagarola M.V., Smits A.J. Mean-flow scaling of turbulent pipe flow // J. Fluid Mech. 1998. V. 373, pp. 33–79.

Проблемы энергетики, 2018, том 20, № 7-8

2. McKeon B.J., Li J., Jiang W, Morrison J.F., Smits A.J. Further observations on the mean velocity distribution in fully developed pipe flow // J. Fluid Mech. 2004. V. 501, pp. 135–147.

3. George W.K. Is there a universal log law for turbulent wall-bounded flows? // Phil. Trans. R. Soc. A. 2007. V. 365, pp. 789–806.

4. Баренблатт Г.И., Корин А.Дж., Простокишин В.М. Турбулентные течения при очень больших числах Рейнольдса: уроки новых исследований // Успехи физических наук. 2014. Т. 184, № 3. С. 265–272. https://ufn.ru/ru/articles/2014/3/e/.

5. Вигдорович И.И. Описывает ли степенная формула турбулентный профиль скорости в трубе? // Успехи физических наук. 2015. Том 185, № 2. С. 213–216. https://ufn.ru/ru/articles/2015/2/.

6. Баренблатт Г.И., Корин А.Дж., Простокишин В.М. К проблеме турбулентных течений в трубах при очень больших числах Рейнольдса // Успехи физических наук. 2015. Т. 185, № 2. С. 217–220. https://ufn.ru/ru/articles/2015/2/.

7. Заволженский М.В., Руткевич П.Б. Развитая турбулентность в трубах. М.: ИКИ РАН, 2007. № 2140. 38 с.

8. Меламед Л.Э. Уравнение турбулентного движения в трубах // Письма в Журнал технической физики. 2015. Т. 41, Вып. 24. С. 23–28. http://journals.ioffe.ru/articles/viewpdf/42592.

9. Reichardt H. Vollstadige Darstellung der turbulenten Geschwindigkeitsverteilung in glatten Leitungen // Z. Angew. Math. Mech. 1951. Db. 31. No. 7. Pp. 208–219.

10. Меламед Л.Э., Филиппов Г.А. Моделирование турбулентности как «вихревой засыпки» // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2017. Т. 19. № 9–10. С. 122–132.

11. Меламед Л.Э. Метод локальных флуктуаций и моделирование неоднородных сред // Письма в Журнал технической физики. 2016. Т. 42, Вып. 19. С. 31–37. http://journals.ioffe.ru/articles/viewpdf/43761

12. Гольдштик М.А. Процессы переноса в зернистом слое. Новосибирск, 2005. 358 с.

Авторы публикации

Меламед Лев Эммануилович – канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник закрытого акционерного общества «Интеллект», г. Москва. E-mail: lev.melamed@yandex.ru.

Филиппов Геннадий Алексеевич – д-р техн. наук, академик РАН по Отделению энергетики, машиностроения, механики и процессов управления (ОММПУ) РАН, г. Москва.

References

1. Zagarola M.V., Smits A.J. Mean-flow scaling of turbulent pipe flow // J. Fluid Mech. 1998. V. 373, pp. 33–79.

2. McKeon B.J., Li J., Jiang W, Morrison J.F., Smits A.J. Further observations on the mean velocity distribution in fully developed pipe flow // J. Fluid Mech. 2004. V. 501, pp. 135–147.

3. George W.K. Is there a universal log law for turbulent wall-bounded flows? // Phil. Trans. R. Soc. A. 2007. V. 365, pp. 789–806.

4. Barenblatt G.I., Korin A.Dzh., Prostokishin V.M. Turbulentnyye techeniya pri ochen' bol'shikh chislakh Reynol'dsa: uroki novykh issledovaniy. // Uspekhi fizicheskikh nauk. 2014. T. 184. № 3. Pp. 265–272. https://ufn.ru/ru/articles/2014/3/e/

5. Vigdorovich I.I. Opisyvayet li stepennaya formula turbulentnyy profil' skorosti v trube? // Uspekhi fizicheskikh nauk. 2015. Tom 185. № 2. Pp. 213–216. https://ufn.ru/ru/articles/2015/2/

6. Barenblatt G.I., Korin A.Dzh., Prostokishin V.M. K probleme turbulentnykh techeniy v trubakh pri ochen' bol'shikh chislakh Reynol'dsa // Uspekhi fizicheskikh nauk. 2015. T. 185. № 2. Pp. 217–220. https://ufn.ru/ru/articles/2015/2/

7. Zavolzhenskiy M.V., Rutkevich P.B. Razvitaya turbulentnost' v trubakh. M.: IKI RAN. 2007. № 2140. 38 p.

© Л.Э. Меламед, Г.А. Филиппов

8. Melamed L.E. Uravneniye turbulentnogo dvizheniya v trubakh // Pis'ma v ZHurnal tekhnicheskoy fiziki. 2015. T. 41. Vyp. 24. Pp. 23–28. http://journals.ioffe.ru/articles/viewpdf/42592

9. Reichardt H. Vollstadige Darstellung der turbulenten Geschwindigkeitsverteilung in glatten Leitungen // Z. Angew. Math. Mech. 1951. Db. 31. No. 7. Pp. 208–219.

10. Melamed L.E., Filippov G.A. Modelirovaniye turbulentnosti kak «vikhrevoy zasypki» // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki. 2017. T. 19. № 9–10. Pp. 122–132.

11. Melamed L.E. Metod lokal'nykh fluktuatsiy i modelirovaniye neodnorodnykh sred // Pis'ma v ZHurnal tekhnicheskoy fiziki. 2016. T. 42. Vyp. 19. C. 31–37. http://journals.ioffe.ru/articles/viewpdf/43761

12. Gol'dshtik M.A. Protsessy perenosa v zernistom sloye. Novosibirsk. 2005. 358 p.

Authors of the publication

Lev Emmanuilovich Melamed – Dr. Sci. (Techn.), chief scientist of closed joint-stock company "Intelligence", Moscow. E-mail: lev.melamed@yandex.ru.

Gennady Alekseevich Filippov – Dr. Sci. (Techn.), professor, member of Russian Academy of Sciences, Department of power, mechanical engineering, mechanics and control processes, Moscow.

Поступила в редакцию

11 июля 2018 г.